



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

FEUP

Estudo do aproveitamento energético de rejeitados térmicos

Filipe Dias de Matos

Mestrado integrado em Engenharia Mecânica

Orientador FEUP: Professor Carlos Pinho

Orientador Empresa: Eng. Belmiro Crispim Ribeiro

Janeiro 2018

Resumo

A presente dissertação tem como objetivo a análise dos rejeitados térmicos da empresa Monteiro, Ribas-Indústrias, SA., uma empresa pertencente ao ramo das embalagens alimentares, bem como à produção de napas e plásticos para vários mercados como o automóvel.

Depois de uma breve introdução à empresa e aos conceitos de cogeração e trigeração, é feita uma descrição simplificada dos elementos constituintes da instalação presente na fábrica.

Seguidamente, é feita uma avaliação da exploração da energia gerada pelo motor da trigeração, bem como a análise dos rendimentos dos elementos principais da produção de energia térmica.

Posteriormente, é analisada a relação custo benefício em função dos rendimentos térmicos e o interesse de um aproveitamento térmico mais refinado.

Concluindo esta análise, são propostas algumas soluções para uma máxima exploração do sistema de trigeração.

Abstract

The aim of this dissertation is to analyze the thermal rejections of Monteiro, Ribas-Indústrias, SA., a company producing packages for the food packaging sector, as well as of nappa leather and plastics components for the automotive industry.

After a brief introduction to the company and the concepts of cogeneration and trigeneration, a simplified description of the constituent elements of the trigeneration plant present in the factory is made.

Then, the exploitation of the energy generated by the engine of this trigeneration is valued, as well as the analysis of the yields of the main elements of the thermal energy production.

Subsequently, the cost benefit ratio is analyzed as a function of the thermal yields and the awareness of a more refined thermal recovery.

Concluding this analysis, some solutions are proposed for a maximum exploitation of the trigeneration system.

Agradecimentos

Aos meus pais pelo apoio incondicional e pelo investimento na minha formação.

Ao meu irmão pelo apoio e conselhos de um ex-aluno da FEUP.

Ao Professor Carlos Pinho pela oportunidade de elaborar a dissertação no âmbito desejado e por toda a ajuda, disponibilidade e colaboração prestadas.

À empresa Monteiro-Ribas, particularmente ao Engenheiro Roberto Ribas Monteiro e ao Engenheiro Belmiro Crispim Ribeiro, pela oportunidade, pelo apoio, pela ajuda e por possibilitarem a execução desta dissertação.

Aos meus amigos mais próximos por me acompanharem neste processo e com os quais fui aprendendo ao explicar-lhes o objetivo do meu trabalho.

Nomenclatura

Variáveis latinas

Símbolo	Designação	Unidade
A	Área total da superfície do permutador de calor de placas	m^2
$A_{carcaça}$	Área da carcaça	m^2
A_e	Área exterior	m^2
A_i	Área interior	m^2
A_{inf}	Área da superfície inferior	m^2
A_{l1}	Área da lateral 1	m^2
A_{l2}	Área da lateral 2	m^2
$A_{passagem}$	Área de passagem	m^2
A_{sup}	Área da superfície superior	m^2
A_{TC}	Área de transferência de calor	m^2
A_{tubos}	Área de secção dos tubos	m^2
$(A/C)_{est}$	Relação ar/combustível estequiométrica	kg_{ar}/kg_{comb}
$(A/C)_{real}$	Relação ar/combustível real	kg_{ar}/kg_{comb}
$B_{ágarr}$	Bomba da água de arrefecimento	W; kW
$B_{ágq}$	Bomba da água quente	W; kW
$B_{ágt}$	Bomba da água da torre de arrefecimento	W; kW
C_1	Coeficiente da equação de Nusselt para escoamento em torno de feixes de tubos	—
C^*	Razão entre as capacidades térmicas	—
\bar{c}	Calor específico médio da água	
C_a	Constante de ajustamento	—
$c_{água_{motor}}$	Calor específico da água do motor	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_f	Capacidade térmica do lado frio	$\frac{kJ}{K \cdot s}$
C_L	Coeficiente de disposição tubular	—
C_{max}	Capacidade térmica máxima	$\frac{kJ}{K \cdot s}$
C_{min}	Capacidade térmica mínima	$\frac{kJ}{K \cdot s}$
COP	Coeficiente de desempenho	—

\overline{cp}	Calor específico médio	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
\overline{cp}_{gases}	Calor específico médio a pressão constante dos gases de escape	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
\widetilde{cp}	Calor específico molecular a pressão constante dos gases de escape	$\frac{kJ}{kmol \cdot K}$
cp_f	Calor específico do lado frio	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
cp_{gases}	Calor específico a pressão constante dos gases de escape	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
cp_q	Calor específico do lado quente	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
c_{purgas}	Calor específico do lado das purgas	$\frac{J}{kg \cdot K}; \frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_q	Capacidade térmica do lado quente	$\frac{kJ}{K \cdot s}$
D_c	Diâmetro da carcaça	m
D_{c_e}	Diâmetro exterior normalizado da carcaça	m
D_{c_i}	Diâmetro interior normalizado da carcaça	m
D_e	Diâmetro exterior	m
D_i	Diâmetro interior	m
e	Largura do permutador de calor	m
e_{ar}	Excesso de ar	—
esp_{Al}	Espessura da película de isolamento de alumínio	m
esp_{iso}	Espessura do isolamento de lã de rocha	m
f	Fator de atrito de Darcy-Weisbach	—
F_c	Fator de correção permutador	—
FP	Fator de potência do motor da bomba	—
FUE	Fator de utilização de energia	—
g	Aceleração gravítica	m/s^2
g_{perdas}	Gastos associados às perdas de rendimento	€/kWh
h	Altura	m
$h_{água_{ent}}$	Entalpia da água na entrada	$\frac{J}{kg}; \frac{kJ}{kg}$
$h_{água_{sai}}$	Entalpia da água na saída	$\frac{J}{kg}; \frac{kJ}{kg}$
h_{cham}	Altura da chaminé	m
I	Intensidade de corrente elétrica	A

$k_{\text{água}}$	Condutibilidade térmica da água	W / (m. K)
k_{Al}	Condutibilidade térmica do alumínio	W / (m. K)
k_{iso}	Condutibilidade térmica da lã de rocha	W / (m. K)
k_{gases}	Condutibilidade térmica dos gases de escape	W / (m. K)
k_{purgas}	Condutibilidade térmica da água das purgas	W / (m. K)
L	Comprimento	m
L_c	Comprimento característico	m
L_{PT}	Passo transversal dos tubos	m
m	Coefficiente da equação de Nusselt para escoamento em torno de feixes de tubos	—
$\dot{m}_{\text{água}}$	Caudal de água	kg/s; kg /h
$\dot{m}_{\text{água motor}}$	Caudal da água de refrigeração do motor	kg/s; kg /h
$\dot{m}_{ar_{est}}$	Caudal mássico estequiométrico de ar	kg/s; kg /h
$\dot{m}_{ar_{real}}$	Caudal mássico real de ar	kg/s; kg /h
\dot{m}_{comb}	Caudal mássico de combustível	kg/s; kg /h
\dot{m}_{gases}	Caudal mássico dos gases de escape	kg/s; kg /h
M_i	Massa molecular	mol
\dot{m}_{prod}	Caudal mássico dos produtos de combustão	kg/s; kg /h
\dot{m}_{purgas}	Caudal mássico das purgas	kg /s
$\dot{m}_{total \text{ água}}$	Caudal mássico total de água	kg /s
\dot{m}_{vapor}	Caudal mássico de vapor	m ³ /s; m ³ /h
n_0	Número de moles de ar	kmol /kmol
n_1	Número de moles de dióxido de carbono	kmol /kmol
n_2	Número de moles de água	kmol /kmol
n_3	Número de moles de azoto	kmol /kmol
n_4	Número de moles de oxigénio	kmol /kmol
n_5	Número de moles de monóxido de carbono	kmol /kmol
n_i	Número de moles de dada substância	kmol /kmol
N_{filas}	Número de filas de tubos	—
NTU	Número de unidades de transferência	—
N_{tubos}	Número de tubos	—
$N_{tubos_{fila}}$	Número de tubos por fila	—
Nu_e	Nusselt escoamento exterior	—
Nu_i	Nusselt escoamento interior	—
Nu_L	Nusselt para placa plana	—

$P_{\Delta p}$	Potência necessária para vencer a perda de carga	W
$Pass$	Número de passagens de tubos	—
p_{atm}	Pressão atmosférica	Pa
P_{comb}	Potência do combustível	W; kW
P_{bomba}	Potência da bomba	W; kW
$P_{elétrica}$	Potência elétrica	W; kW
p_{H_2O}	Pressão água	Pa
PL	Razão entre o passo longitudinal entre tubos e o diâmetro de cada tubo	—
$P_{motorbomba}$	Potência do motor da bomba	W; kW
P_{nom}	Potência nominal	W; kW
$Pr_{\zeta comb} / h$	Preço do combustível por hora	€/h
$Pr_{\zeta comb} / kWh$	Preço do combustível por kilowatt-hora	€/kWh
$Pr_{\zeta comb} / \text{mês}$	Preço da produção de energia térmica por mês	€/mês
$Pr_{\zeta comb} / V$	Preço do combustível por unidade de volume	€/m ³
$Pr_{\zeta calor}$	Preço do kilowatt-hora de calor	€/kWh
$Pr_{\zeta calor} / kW \cdot \text{mês}$	Preço da produção de energia térmica por kilowatt-hora e por mês	€ / (kW. mês)
$Pr_{\zeta calor} / \text{mês}$	Preço da produção de energia térmica por mês	€/mês
$Pr_{\zeta elet}$	Preço do kilowatt-hora de eletricidade	€/kWh
Pr	Número de Prandtl	
P_T	Razão entre o passo transversal e o diâmetro exterior dos tubos	—
PT	Razão entre o passo transversal entre tubos e o diâmetro de cada tubo	—
$\dot{Q}_{ágarr}$	Potência térmica da água de arrefecimento	W; kW
$\dot{Q}_{ágq}$	Potência térmica da água quente	W; kW
$\dot{Q}_{ágt}$	Potência térmica da água da torre de arrefecimento	W; kW
$\dot{Q}_{água_{motor}}$	Potência térmica da água do motor	W; kW
q_{CV}	Fluxo de calor por convecção	W / m ²
\dot{Q}_{CV}	Potência térmica	W
q_{CV+CD}	Fluxo de calor da soma de convecção e condução	W / m ²
\dot{Q}_{CV+CD}	Potência térmica da soma de convecção e condução	W

\dot{Q}_f	Potência térmica do lado frio do permutador de calor	W; kW
\dot{Q}_g	Potência térmica dos ganhos do sistema	W; kW
\dot{Q}_{gases}	Potência térmica dos gases de escape	W; kW
\dot{Q}_{max}	Potência máxima da permuta de calor	W; kW
\dot{Q}_{PC}	Potência do permutador de calor	W; kW
\dot{Q}_{purgas}	Potência contida nas purgas	W; kW
\dot{Q}_q	Potência térmica do lado frio do permutador de calor	W; kW
$\dot{Q}_{reaproveitamento}$	Potência do reaproveitamento	W; kW
q_{RD}	Fluxo de calor por radiação	W /m ²
\dot{Q}_{RD}	Potência térmica de radiação	W
\dot{Q}_{total}	Potência total	W; kW
$\dot{Q}_{Totalc/iso}$	Potência total com isolamento	W
$\dot{Q}_{Totals/iso}$	Potência total sem isolamento	W
\dot{Q}_{vapor}	Potência térmica do vapor	W; kW
r	Razão de ar	—
Ra_L	Número de Rayleigh	
r_e	Raio exterior	m
Re	Número de Reynolds	—
Re_{De}	Número de Reynolds para o escoamento exterior	—
Re_{Di}	Número de Reynolds para o escoamento interior	—
r_i	Raio interior	m
R_{suj_e}	Sujamentos exteriores	m ² . K /W
R_{suj_i}	Sujamentos interiores	m ² . K /W
SL	Distância longitudinal entre tubos	m
ST	Distância transversal entre tubos	m
T_{AL}	Temperatura da película de alumínio	°C, K
T_{amb}	Temperatura ambiente	°C, K
T_f	Temperatura final	°C, K
T_{fe}	Temperatura de entrada do fluido frio	°C, K
T_{final}	Temperatura final	°C, K
T_{fs}	Temperatura de saída do fluido frio	°C, K

$T_{gases_{ent}}$	Temperatura dos gases à entrada	°C, K
$T_{gases_{sai}}$	Temperatura dos gases à saída	°C, K
T_i	Temperatura inicial	°C, K
T_{int}	Temperatura no interior da chaminé	°C, K
T_{medf}	Temperatura média do fluido frio	°C, K
T_{medq}	Temperatura média do fluido quente	°C, K
T_{PC}	Temperatura da parede exterior do PC	°C, K
T_{qe}	Temperatura de entrada do fluido quente	°C, K
T_{qs}	Temperatura de saída do fluido quente	°C, K
T_{sat}	Temperatura de saturação dos gases de escape	°C, K
U	Coeficiente global de transferência de calor	W / (m ² . K)
U_e	Coeficiente global de transferência de calor priorizando o escoamento exterior	W / (m ² . K)
U_i	Coeficiente global de transferência de calor priorizando o escoamento interior	W / (m ² . K)
$v_{gasescha}$	Velocidade dos gases à saída da chaminé	m / s
\dot{V}	Caudal volúmico	m ³ / s; m ³ / h
$v_{água}$	Velocidade do escoamento da água	m / s
\dot{V}_f	Caudal volúmico do fluido frio	m ³ / s; m ³ / h
v_{gases}	Velocidade do escoamento dos gases	m / s
v_{max}	Velocidade máxima	m / s
v_{med}	Velocidade média	m / s
\dot{V}_{nom}	Caudal volúmico nominal	m ³ / s; m ³ / h
v_{purgas}	Velocidade do escoamento das purgas	m / s
\dot{V}_q	Caudal volúmico do fluido quente	m ³ / s; m ³ / h
\dot{V}_{real}	Caudal volúmico real	m ³ / s; m ³ / h
\dot{V}_{SI}	Caudal volúmico nas unidades do sistema internacional	m ³ / s
X_{H_2O}	Fração molar da água	—, %
X_i	Fração molar	—, %
Y_i	Fração mássica	—, %

Variáveis gregas

Símbolo	Designação	Unidade
Δp	Perda de carga	Pa
Δp_{atrito}	Perda de carga por atrito	Pa
$\Delta Pr_{\zeta calor}/kW \cdot \text{mês}$	Diferença nos custos de produção de calor por kWh e por mês	$\Delta\text{€}/(kW \cdot \text{mês})$
$\Delta Pr_{\zeta calor}/\text{mês}$	Diferença nos custos de produção por mês	$\Delta\text{€}/\text{mês}$
$\Delta Pr_{\zeta energ}/kWh$	Diferença nos custos de produção por kWh	$\Delta\text{€}/kWh$
$\Delta Pr_{\zeta energ}/\text{mês}$	Diferença nos custos de produção por mês	$\Delta\text{€}/\text{mês}$
Δp_{efcha}	Perda de carga pelo efeito chaminé	Pa
Δp_{escfor}	Perda de carga do escoamento forçado	Pa
ΔT	Variação entre as temperaturas de entrada e saída	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_f	Variação de temperatura do fluido frio	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_{final}	Variação de temperatura final do fluido frio	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_m	Variação de temperatura média logarítmica	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
ΔT_q	Variação de temperatura do fluido quente	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
$\eta_{elé}$	Rendimento elétrico	—, %
η_{term}	Rendimento térmico	—, %
α_{cv}	Coefficiente convecção	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
α_e	Coefficiente de transferência de calor exterior	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$\alpha_{e arb}$	Coefficiente de transferência de calor exterior arbitrado	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
α_i	Coefficiente de transferência de calor interior	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
$\alpha_{i arb}$	Coefficiente de transferência de calor interior arbitrado	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
β	Coefficiente de expansão térmica	K^{-1}
ε	Eficiência	—
ε_{atual}	Eficiência no momento atual	—
ε_{novo}	Eficiência enquanto novo	—
ε_{AL}	Emissividade do alumínio	—
$\varepsilon_{Aço}$	Emissividade do aço	—
\mathcal{K}	Rugosidade do aço ao carbono	m; mm
η_{cald}	Rendimento da caldeira	—, %
η_{motor}	Rendimento do motor	—, %

σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W / (m^2 \cdot K^4)$
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
$\rho_{\text{água}_{motor}}$	Massa volúmica da água do motor	kg/m^3
ρ_{comb}	Massa volúmica do fluido do combustível	kg/m^3
ρ_f	Massa volúmica do fluido do lado frio	kg/m^3
ρ_{prod}	Massa volúmica do fluido dos produtos	kg/m^3
ρ_q	Massa volúmica do fluido do lado quente	kg/m^3
\mathcal{U}	Tensão elétrica	V
$\nu_{\text{água}}$	Viscosidade cinemática da água	m^2 / s
ν_{prod}	Viscosidade cinemática dos produtos de combustão	m^2 / s
ν_{purgas}	Viscosidade cinemática da água das purgas	m^2 / s
ω	Coefficiente de variação da temperatura por unidade de comprimento	K / m
\mathcal{X}	Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos	—

Índice de conteúdos

1. Introdução	1
1.1. Apresentação da empresa	3
1.1.1. Monteiro Ribas-Embalagens flexíveis	4
1.1.1.1. Elementos de ligação	8
1.1.2. Monteiro Ribas-Revestimentos SA	10
1.1.3. Monteiro Ribas-Industrias SA	11
1.2. Cogeração e Trigeração	13
1.3. Objetivos	14
1.4. Estrutura da dissertação	14
2. Elementos constituintes da instalação de trigeração	15
2.1 Descrição dos elementos da instalação	18
2.1.1. Motor	18
2.1.2. Gerador	18
2.1.3. Bombas	19
2.1.4. Permutadores de calor	19
2.1.5. Tanques de acumulação	20
2.1.6. Refrigerador	21
2.1.7. Torre de refrigeração do refrigerador	22
2.1.8. UTA	23
2.1.9. Conduitas de circulação de ar	23
2.1.10. Caldeira de recuperação	24
2.1.11. Coletor de vapor	27
2.1.12. Centro de controlo	28
3. Análise aos rejeitados térmicos do motor	29
3.1. Esquema do aproveitamento térmico da empresa	33
3.2. Análise dos produtos de combustão do gás natural	33
4. Análise à chaminé	39
5. Caldeira de recuperação de calor	43
6. Permutador de calor de placas	47
6.1. Análise da eficiência do permutador	50
7. Balanço térmico ao refrigerador de absorção	53
7.1. Verificação dos valores das potências térmicas catalogadas	57
7.2. Cálculo das potências térmicas (caudais teóricos)	58
7.3. Cálculo das potências térmicas (caudais reais)	59
8. Análise de custos, kWh de calor	65

8.1. Método de cálculo 1	67
8.2. Método de cálculo 2	69
8.3. Método de cálculo 3	70
9. Isolamento térmico do permutador de calor do motor	75
9.1. Cálculo das perdas de calor sem isolamento	78
9.2. Cálculo das perdas de calor com isolamento	81
9.3. Análise de resultados	86
10. Permutador de calor para o aproveitamento da água da purga da caldeira de recuperação.....	87
10.1. Dimensionamento do permutador da purga	89
10.1.1. Iteração 0	94
10.1.2. Iteração 1	98
10.1.3. Configuração dos tubos	99
10.1.4. Cálculo da perda de carga para o escoamento interior	101
10.1.5. Cálculo da perda de carga para o escoamento exterior	101
10.2. Temperatura de saída do lado frio	102
10.3. Análise de resultados	102
11. Permutador de calor para o aproveitamento dos gases de escape	105
11.1. Dimensionamento do permutador da purga	107
11.1.1. Iteração 0	110
11.1.2. Iteração 1	114
11.1.3. Configuração dos tubos	115
11.1.4. Cálculo da perda de carga para o escoamento interior	117
11.1.5. Cálculo da perda de carga para o escoamento exterior	117
11.2. Ventilador centrífugo	118
11.3. Análise de resultados	119
12. Conclusão	121
12.1. Trabalhos futuros	124
Referências	125
Anexos	126
Anexo A: 1. Dados originais do fabricante do motor	126
2.Desenho técnico do motor	130
Anexo B: Desenho técnico da chaminé da instalação	131
Anexo C: Dados originais da caldeira de recuperação	132
Anexo D: 1.Tabelas originais do fabricante do refrigerador.....	132
2.Valores de funcionamento do refrigerador no ano da instalação	134
3.Esquema de funcionamento do refrigerador de duas fases	135

Índice de figuras

Figura 1.1 - Logótipo da Monteiro Ribas	3
Figura 1.2 - Entrada	3
Figura 1.3 - Impressora Windmöller & Hölscher rotogravura	4
Figura 1.4 - Impressora Crystal flexografia	5
Figura 1.5 - Impressora Windmöller & Hölscher flexografia	5
Figura 1.6 - Equipamentos do laboratório	6
Figura 1.7 - Unidade de Recuperação de Solventes	7
Figura 1.8 - Principais marcas clientes da empresa	8
Figura 1.9 - Distribuidores de água quente e fria	8
Figura 1.10 - Distribuidores de água quente e fria de outro ângulo	9
Figura 1.11 - Rotores de uma impressora.....	9
Figura 1.12 - Máquina de revestimento acrílico.....	10
Figura 1.13 - Misturadora de borracha	11
Figura 1.14 - Prensa de vulcanização	11
Figura 1.15 - Máquina de moldação por injeção	12
Figura 1.16 - Trigeração	13
Figura 2.1 - Esquema da instalação	17
Figura 2.2 - Motor	18
Figura 2.3 - Gerador	18
Figura 2.4 - Bombas da torre de arrefecimento	19
Figura 2.5 - Permutador de calor de placas motor-tanque de acumulação de água quente.....	19
Figura 2.6 - Tanque de acumulação de água	20
Figura 2.7 - Esquema de funcionamento de um refrigerador	21
Figura 2.8 - Refrigerador da empresa.....	22
Figura 2.9 - Torre de arrefecimento do refrigerador	22
Figura 2.10 - UTA, Unidade de tratamento de ar.....	23
Figura 2.11 - Condutas de circulação de ar	23
Figura 2.12 - Caldeira de recuperação de calor	25
Figura 2.13 - Condutas de fumos de escape	25
Figura 2.14 - Desgaseificador.....	26
Figura 2.15 - Barrilete	26
Figura 2.16 - Tanque de condensados	27
Figura 2.17 - Coletor de vapor	27
Figura 2.18 - Centro de controlo	28
Figura 3.1 - Esquema de padrão de aproveitamento térmico	32

Figura 3.2 -Esquema do aproveitamento térmico da empresa.....	33
Figura 5.1 - Esquema do funcionamento da caldeira de recuperação de calor	45
Figura 6.1- Permutador de placas em vista explodida	49
Figura 7.1 - Esquema da instalação do refrigerador	55
Figura 7.2 - Esquema dos circuitos de água do refrigerador	60
Figura 7.3 - Curva de potência da bomba de água quente	61
Figura 7.4 - Curva de potência da bomba de água arrefecida	61
Figura 7.5 - Curva de potência da bomba de água da torre de arrefecimento	62
Figura 9.1 - Permutador de calor de placas	77
Figura 9.2 - Ferramenta de cálculo da espessura do isolamento	81
Figura 9.3 - Esquema a duas dimensões do isolamento	82
Figura 10.1 - Contador de água de alimentação da caldeira de recuperação às 9:02	89
Figura 10.2 - Contador de água de alimentação da caldeira de recuperação às 16:40	89
Figura 10.3 - Fator de correção	92
Figura 10.4 - Fator de correção	92
Figura 10.5 - Esquema de um permutador de carcaça e tubo em U	93
Figura 10.6 - Configuração de feixe de tubos alternados	95
Figura 10.7 - Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos	102
Figura 11.1 - Gráfico do cálculo da eficiência em função do NTU e do C^*	109
Figura 11.2 - Fator de correção	109
Figura 11.3 - Configuração de feixe de tubos alinhados	112
Figura 11.4 - Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos	117
Figura 11.5 - Ventilador centrífugo Efaflu de média pressão gama K	118
Figura 11.6 - Características de funcionamento do ventilador centrífugo Efaflu de média pressão gama K	118

Índice de gráficos

Gráfico 1.1 – Principais países clientes da empresa	7
Gráfico 3.1- Calor específico dos gases de escape em função da temperatura	34
Gráfico 7.1 – Variações de temperatura no refrigerador	58

Índice de tabelas

Tabela 3.1 – Balanço energético do motor	31
Tabela 3.2 - Dados dos gases de escape e do ar de alimentação do motor.....	34
Tabela 3.3 - Cálculo do excesso de ar	35
Tabela 3.4 - Quantidades de ar e de cada produto	35
Tabela 3.5 - Calor específico dos produtos de combustão em função da temperatura, fração mássica e molar dos mesmos, e calor específico dos gases de escape	36
Tabela 3.6 - Valores molares e respectivas frações para a presença de CO.....	37
Tabela 4.1 - Efeito chaminé.....	41
Tabela 4.2 - Dados fornecidos pela empresa	41
Tabela 4.3 - Cálculo da massa específica e viscosidade dos produtos de combustão	42
Tabela 4.4 - Cálculo das perdas de carga por atrito.....	42
Tabela 5.1 - Cálculo da potência térmica dos gases de escape.....	45
Tabela 5.2 - Cálculo da potência térmica do vapor	46
Tabela 6.1 - Cálculo da eficiência do permutador de calor aquando da sua instalação	50
Tabela 6.2 - Medições das temperaturas das águas do permutador.....	51
Tabela 6.3 - Cálculo da eficiência do permutador de calor nas condições atuais	51
Tabela 7.1 - Especificações do refrigerador de absorção	56
Tabela 7.2 - Potências térmicas segundo os dados do fabricante	57
Tabela 7.3 - Temperaturas da água dos circuitos quente, frio e da torre de arrefecimento	58
Tabela 7.4 - Potências térmicas para as diferenças de temperaturas verificadas	59
Tabela 7.5 - Parâmetros das bombas dos circuitos do refrigerador e caudais em função da potência do motor das mesmas	60
Tabela 7.6 - Potências térmicas para as diferenças de temperaturas verificadas e para os caudais reais.....	62
Tabela 8.1 - Cálculo da potência térmica da água de refrigeração do motor	67
Tabela 8.2 - Preço do combustível	67
Tabela 8.3 - Preço da eletricidade e do calor.....	68
Tabela 8.4 - Análise de custos	68
Tabela 8.5 - Custos para utilização total do combustível método 2	69
Tabela 8.6 - Novo rendimento térmico e fator de utilização de energia	69
Tabela 8.7 - Reaproveitamento para diferentes valores de potência térmica e respetivos custos, método 2	70
Tabela 8.8 - Custos para utilização total do combustível método 3	70
Tabela 8.9 - Reaproveitamento para diferentes valores de potência térmica e respetivos custos, método 3	71

Tabela 9.1 - Dimensões do permutador de calor	77
Tabela 9.2 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície lateral 1 e 2	78
Tabela 9.3 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície superior	79
Tabela 9.4 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície inferior	80
Tabela 9.5 - Especificações do isolamento	82
Tabela 9.6 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície lateral 1 e 2	83
Tabela 9.7 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície Superior	84
Tabela 9.8 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície inferior	85
Tabela 10.1 - Potência para um arrefecimento de 180 °C a 90 °C	90
Tabela 10.2 - Cálculo do NTU e do C^*	91
Tabela 10.3 - Coeficiente global de TC iteração 0	94
Tabela 10.4 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 0	95
Tabela 10.5 – Área de passagem da água das purgas	96
Tabela 10.6 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 0	97
Tabela 10.7 - Número de tubos da iteração 0	97
Tabela 10.8 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 1	98
Tabela 10.9 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 1	98
Tabela 10.10 - Coeficiente global de TC iteração 1	99
Tabela 10.11 - Características da carcaça para tubos de 2 metros de comprimento	100
Tabela 10.12 - Coeficiente global de TC e número total de tubos para tubos de 2 metros de comprimento	100
Tabela 10.13 - Perda de carga no escoamento interior e potência de bombagem	101
Tabela 10.14 - Perda de carga do escoamento exterior	102
Tabela 11.1 - Potência para um arrefecimento de 160 °C a 120 °C	107
Tabela 11.2 - Cálculo do NTU e do C^*	108
Tabela 11.3 - Coeficiente global de transferência de calor iteração 0	110
Tabela 11.4 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 0	111
Tabela 11.5 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 0	113
Tabela 11.6 - Número de tubos da iteração 0	113
Tabela 11.7 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 1	114
Tabela 11.8 - Coeficiente global de transferência de calor iteração 1	114
Tabela 11.9 - Características do permutador de calor para quatro passagens de tubos	114
Tabela 11.10 - Características do permutador de calor para cinco passagens de tubos	115
Tabela 11.11 - Características do permutador de calor para seis passagens de tubos	115

Tabela 11.12 - Perda de carga no escoamento interior e potência de bombagem	116
Tabela 11.13 - Perda de carga do escoamento exterior	117
Tabela 12.1 - Comparação das rentabilizações	123

Capítulo 1

Introdução

1. Introdução

1.1. Apresentação da empresa

A Monteiro, Ribas-Indústrias, SA foi fundada em 1937, e sua atividade baseava-se na indústria dos curtumes.

Na Figura 1.1 apresenta-se o logótipo da empresa do lado esquerdo e do lado direito o mesmo logótipo formado por alguns membros.

Na figura 1.2 apresenta-se uma fotografia da entrada da fábrica.



Figura 1.1 - Logótipo da Monteiro Ribas.



Figura 1.2 – Entrada.

Atualmente a empresa dedica-se à produção de embalagens alimentares, napas e borrachas, estando dividida em três sub-empresas autónomas, Monteiro Ribas-Embalagens flexíveis, Monteiro Ribas-Revestimentos SA e Monteiro Ribas-Industrias SA, respetivamente.

1.1.1. Monteiro Ribas-Embalagens flexíveis

Nesta sub-empresa, as aplicações são vastas na área da impressão de filmes e embalagens alimentares para variados tipos de alimentos. As impressoras existentes na Monteiro Ribas são sucintamente descritas nos pontos que se seguem:

1. **Windmüller & Hölscher** – Impressora Rotogravura de oito cores (impressão direta) visível na Figura 1.3:

Pontos fortes:

- Impressão a oito cores;
- Laminagem em linha;
- Impressão Roto alta definição (rotogravura);
- Ideal para médias e grandes tiragens.



Figura 1.3 - Impressora Windmüller & Hölscher rotogravura.

2. **Crystal** – Impressora Flexografia de oito cores (impressão com chapa em relevo, feita de borracha), Figura 1.4.

Pontos fortes:

- Tecnologias disponíveis: alta definição e digital (Full HD & Digital);
- Oito cores e mais um grupo rotogravura para branco mais opaco ou aplicação de verniz em linha;
- Impressão Flexo alta qualidade (Flexografia);
- Ideal para lançamento de novos produtos (pequenas tiragens).



Figura 1.4 – Impressora Crystal flexografia.

3. **Windmöller & Hölscher** – Impressora Flexografia de 10 cores, Figura 1.5:

Pontos fortes:

- Tecnologias disponíveis: alta definição e digital (Full HD & Digital);
- Dez cores;
- Impressão Flexo alta qualidade (Flexografia);
- Ideal para lançamento de novos produtos (pequenas tiragens).



Figura 1.5 - Impressora Windmöller & Hölscher flexografia.

Existe uma unidade laboratorial em condições controladas de humidade e temperatura, equipada com tecnologia que permite a realização de ensaios e análises garantindo qualidade dos produtos, conforme mostrado na Figura 1.6. Esta unidade laboratorial está equipada com os seguintes equipamentos:

- Espectrofotómetro de infravermelhos **FTIR** (FTIR - Fourier-transform infrared spectroscopy);
- Espectrofotómetro-colorimetria **Datacolor** para medição das diferenças de tonalidades e da opacidade do branco;
- **Cromatógrafos** para medição dos solventes residuais;
- **Heat Sealer** para avaliação dos parâmetros de selagem;
- **Dinamómetro** para medição da resistência de tração, perfuração, deslizamento, força de selagem, resistência à deslaminagem;
- **Autoclave** elétrico para ensaios de simulação de tratamentos térmicos;
- Medidor da permeabilidade ao vapor de água da marca **OxTran**;
- Medidor da permeabilidade ao oxigénio da marca **Permetran**;
- **DSC** para análise do perfil térmico de materiais;
- Microscópio, leitor de código de barras, estufa elétrica, balanças analíticas, micrótomo, comparador, medidor de eletricidade estática, coulómetro da marca **Karl Fisher**.



Figura 1.6 - Equipamentos do laboratório.

A nível ambiental, a sub-empresa dispõe de uma unidade de Recuperação de Solventes, SRU, Figura 1.7, com os seguintes objetivos:

- Reduzir a emissão de compostos orgânicos voláteis;
- Recuperar e reutilizar os solventes.



Figura 1.7 - Unidade de Recuperação de Solventes.

A empresa neste momento vende para vários países da Europa sendo que os principais constam no Gráfico 1.1.

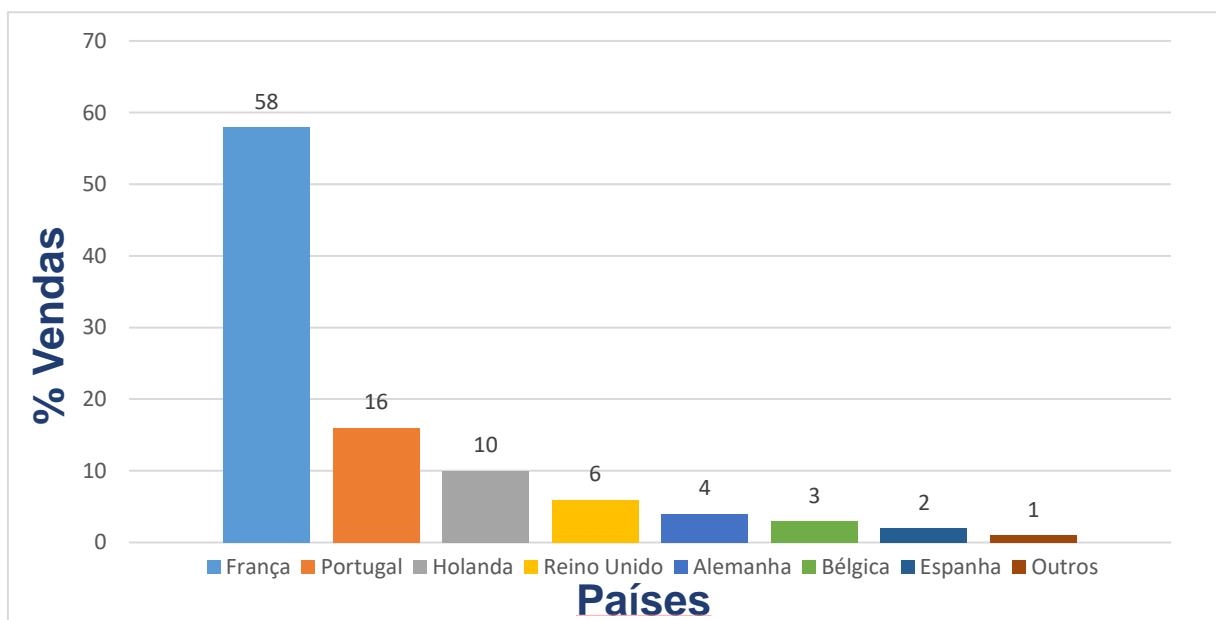


Gráfico 1.1 - Principais países clientes da empresa.

Algumas das principais marcas clientes são mostradas na Figura 1.8.



Figura 1.8 - Principais marcas clientes da empresa.

1.1.1.1. Elementos de ligação às impressoras

As impressoras atingem as suas temperaturas de funcionamento por intermédio de equipamentos que fazem a distribuição de água quente, fria e vapor pelos vários rotores de impressão. Na Figura 1.9 e Figura 1.10 possível ver estes equipamentos.



Figura 1.9 - Distribuidores de água quente e fria.



Figura 1.10 - Distribuidores de água quente e fria de outro ângulo.

Na Figura 1.11 é possível distinguir os rotores que contêm água quente e fria, uma vez que os que tem água fria para favorecer a adesão da tinta à película acabam também por agarrar tinta, sendo neste caso os dois rotores superiores na imagem.



Figura 1.11 - Rotores de uma impressora.

1.1.2. Monteiro Ribas-Revestimentos SA

Esta indústria situa-se no sector de atividade de revestimentos têxteis, para a indústria de marroquinaria, malas, carteiras e estofos.

O vapor é consumido em máquinas de estampar (fase de acabamento), como ilustrado na Figura 1.12.

As estufas para a secagem das napas são alimentadas a vapor de 120 a 150 °C e a uma pressão relativa de 8,5 bar, proveniente do sistema de trigeriação.



Figura 1.12 - Máquina de revestimento acrílico.

1.1.3. Monteiro Ribas-Indústrias SA

Esta empresa situa-se no setor de atividade de borracha para a indústria do calçado e peças técnicas para o setor automóvel e eletrodoméstico. Na Figura 1.13, Figura 1.14 e Figura 1.15 são ilustradas algumas máquinas deste setor.

O vapor é consumido na vulcanização da borracha em moldes a 155 °C.



Figura 1.13 - Misturadora de borracha.



Figura 1.14 - Prensa de vulcanização.



Figura 1.15 - Máquina de moldação por injeção.

1.2. Cogeração e Trigeração

Com o aumento das necessidades energéticas por parte dos processos industriais modernos e os limites dos índices de poluição cada vez mais baixos, garantindo um impacto ambiental menor, tem vindo a ser quase obrigatória a implementação de soluções de exploração dos combustíveis fósseis mais eficientes e menos poluentes.

Uma solução muito popular nas últimas décadas é a cogeração, caracterizada pela geração de dois tipos de energia, nomeadamente energia elétrica e térmica (água quente, vapor), explorando apenas uma fonte de energia primária, os combustíveis fósseis.

A evolução desta tecnologia reflete-se numa diminuição das necessidades associadas à exploração da energia primária, num valor circundante dos 35 %, e ainda, uma diminuição dos custos provenientes da compra de eletricidade à rede elétrica [1].

Quando se usa parte da energia térmica para a produção de frio, obtêm-se três tipos de energia, a elétrica, a térmica quente e a térmica fria, dando-se a esta tecnologia o nome de trigeração. A geração de frio com energia térmica, é possível por intermédio de um equipamento denominado refrigerador de absorção, que será analisado nesta dissertação. Na Figura 1.16 é apresentada uma ilustração simplificada de um sistema de trigeração.

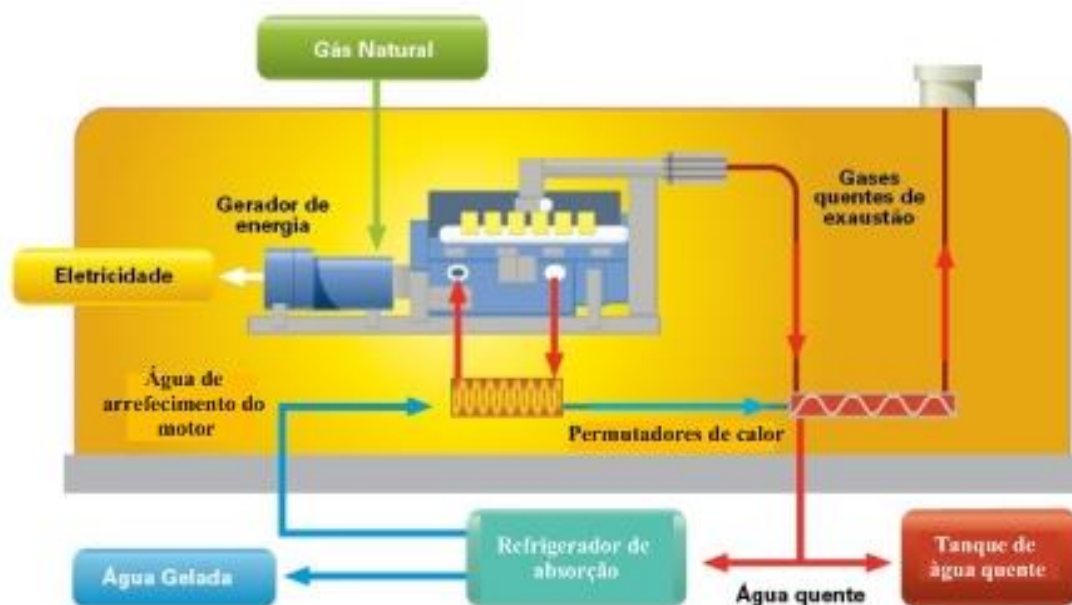


Figura 1.16 – Esquema genérico de uma trigeração [2].

1.3. Objetivos do presente estudo

Neste estudo pretendeu-se dar resposta a algumas questões pertinentes para a empresa e as suas sub-empresas, concretamente:

- Compreender as necessidades da geração de calor para os processos de produção;
- Identificar os principais desperdícios térmicos;
- Calcular as perdas de eficiência térmica;
- Determinar a relação custo-benefício da geração de calor;
- Encontrar soluções para um melhor aproveitamento térmico;
- Estudar a viabilidade da implementação das soluções propostas.

1.4. Estrutura da dissertação

A estrutura da dissertação é concordante com os seguintes pontos:

- Capítulo 1 – Neste presente capítulo faz-se uma apresentação geral das sub-empresas;
- Capítulo 2 – São introduzidos os principais elementos constituintes da instalação de trigeriação, bem como a correspondente descrição;
- Capítulo 3 – É feita uma análise relativa aos rejeitados térmicos do motor da instalação de trigeriação, e são apresentados esquemas de aproveitamento térmico;
- Capítulo 4 – A chaminé por onde são libertados os gases de escape do motor de combustão interna da trigeriação para a atmosfera é analisada quanto às perdas de carga associadas ao escoamento e ao efeito chaminé;
- Capítulo 5 – É feita uma análise à caldeira de recuperação de calor, por forma a entender o seu estado de funcionamento;
- Capítulo 6 – É calculada e analisada a perda de eficiência do permutador de placas do motor;
- Capítulo 7 – O refrigerador e os seus balanços térmicos são estudados e analisados;
- Capítulo 8 – são estudados os custos associados à geração de energia térmica e à geração de energia térmica adicional;
- Capítulo 9 – É proposta a primeira solução para um aproveitamento mais aprofundado da energia térmica, o isolamento térmico do permutador de placas do motor;
- Capítulo 10 – É proposta a segunda solução para um aproveitamento mais refinado da energia térmica, um permutador de calor que permite aproveitar as elevadas temperaturas da água das purgas da caldeira de recuperação;
- Capítulo 11 – É proposta a terceira solução para um aproveitamento mais aprimorado da energia térmica, um permutador de calor que proporciona o aproveitamento das elevadas temperaturas dos gases de escape do motor;
- Capítulo 12 – É dado como terminado este estudo onde são apresentadas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Elementos constituintes da instalação de trigeriação

2. Elementos constituintes da instalação de trиграção

A trиграção resume-se à produção de três tipos de energias distintas por intermédio da queima de um combustível, energia trabalho, energia térmica de alta temperatura e energia térmica de baixa temperatura, Figura 2.1.

Por razões ambientais, o combustível mais usado é o gás natural, pois os seus produtos de combustão são normalmente menos poluentes e por outro lado a taxa de libertação de dióxido de carbono por unidade de energia química consumida é mais baixa. A queima deste combustível na unidade de trigeriação conduz por isso à produção de:

1. Energia elétrica no gerador acoplado ao motor térmico;
2. Vapor de água por aproveitamento do calor libertado pelos gases de escape numa caldeira de recuperação de calor;
3. Água fria, pois o calor proveniente da água de arrefecimento do motor aciona um refrigerador de absorção.

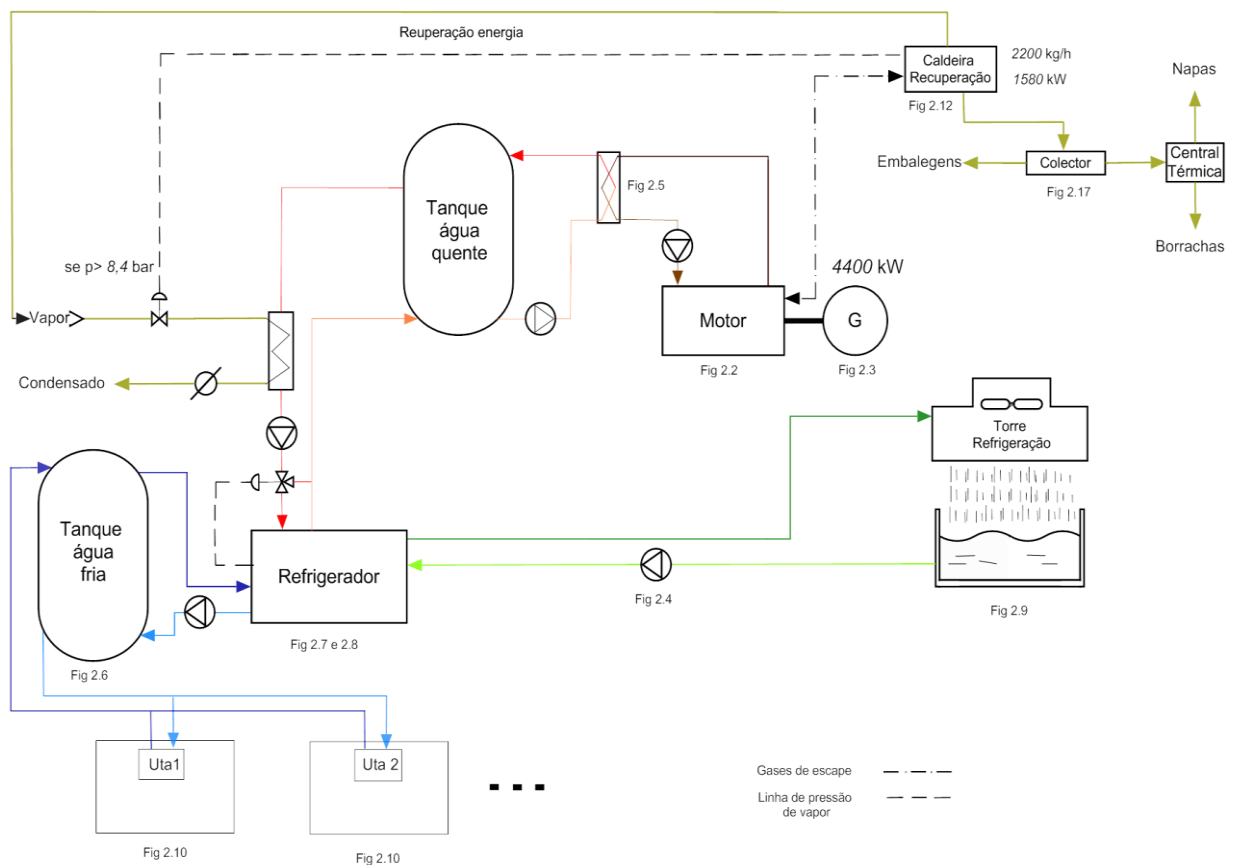


Figura 2.1 - Esquema da instalação de trigeriação.

2.1. Descrição dos elementos da instalação de trigeriação

2.1.1. Motor

É o equipamento onde se verifica a conversão de energia de entrada, gás natural, nas energias de saída, trabalho e calor, posteriormente convertidas em energia elétrica, calor útil de alta temperatura e frio, Figura 2.2. Este é um motor de 24 cilindros em “V” com 4 turbos.



Figura 2.2 – Motor.

2.1.2. Gerador

Neste equipamento o trabalho de veio que sai do motor é convertido em eletricidade. Quando uma corrente passa por uma bobine é gerado um campo magnético, por outro lado, quando a intensidade deste campo magnético varia, é induzida uma tensão no cabo da bobine. Na Figura 2.3 vê-se o exterior do gerador.



Figura 2.3– Gerador.

2.1.3. Bombas

Garantem a circulação da água nos circuitos de aquecimento e arrefecimento e combatem quedas de pressão derivadas da variação da localização em altura dos elementos do sistema, das dimensões das condutas de circulação de água e respetivas geometrias e dos próprios elementos constituintes do sistema. Na Figura 2.4 estão representadas as bombas, montadas em paralelo, da torre de arrefecimento. Apenas uma está a funcionar, a outra servirá como substituta em caso de avaria, garantindo que não há paragens da instalação.



Figura 2.4 - Bombas da torre de arrefecimento.

2.1.4. Permutadores de calor

Equipamentos que permitem a troca térmica entre correntes de fluidos. Na Figura 2.5 pode ver-se o permutador de calor de placas aplicado entre o circuito de arrefecimento do motor e o tanque de acumulação de água quente. Este permutador tem uma potência nominal de 2000 kW.



Figura 2.5 - Permutador de calor de placas motor-tanque de acumulação de água quente.

2.1.5. Tanques de acumulação

Os tanques de acumulação de água são isolados do exterior para minimizar as respetivas perdas térmicas. As necessidades de água quente e fria variam com a intensidade da produção. A acumulação de água à temperatura desejada, para o ótimo funcionamento dos equipamentos e máquinas dos vários sectores da empresa, garante a disponibilidade da mesma sempre que necessário. Na Figura 2.6 é apresentado o tanque de água fria que tem a capacidade de 90 m³.



Figura 2.6 - Tanque de acumulação de água fria.

2.1.6. Refrigerador

É uma máquina frigorífica que funciona segundo um ciclo de absorção tendo como fluido de trabalho uma mistura de brometo de lítio e água. É composto por 5 elementos principais:

1. Gerador que é a zona onde a água quente, proveniente do tanque de água quente, troca calor com a solução normal de brometo de lítio-água, transformando numa solução rica em brometo de lítio e pobre em água pela vaporização da água;
2. Condensador, zona onde a água, no estado de vapor, é condensada;
3. Evaporador, zona onde é trocado o calor da água gelada do circuito interno do refrigerador com a água que se pretende arrefecer;
4. Absorvedor, zona onde volta a misturar-se o vapor que sai do evaporador e a solução rica em sal brometo de lítio e pobre em água;
5. Permutador de calor, zona onde a solução rica em sal brometo de lítio e pobre em água troca calor com a solução normal de brometo de lítio-água antes de esta ser reencaminhada para o gerador.

Conforme apresentado na Figura 2.7 a base de funcionamento do refrigerador é a troca de calor entre quatro circuitos independentes, de água quente do tanque de acumulação de água quente, de água fria, de água da torre de arrefecimento e um circuito interno onde o fluido de trabalho é uma mistura de sal brometo de lítio e água. No gerador é separada a água da solução normal de brometo de lítio-água pela ação das trocas de calor com as condutas de água quente proveniente do tanque de água quente. O fluido do circuito interno do refrigerador, mistura brometo de lítio-água, vaporiza, separando a água da solução normal e direcionando-a para o condensador e a solução rica em sal brometo de lítio e pobre em água para o gerador. A solução rica em brometo de lítio e pobre em água passa por um permutador de calor para pré aquecer a solução normal antes desta voltar ao gerador. No condensador o vapor de água é arrefecido por meio de trocas de calor com as condutas da torre de arrefecimento, transformando em água líquida e encaminhada para o evaporador.

O evaporador encontra-se a uma pressão semelhante à do vácuo causado pela absorção da água no absorvedor pela solução rica em brometo de lítio e pobre em água, pelo que esta água a essa pressão sofre uma queda abrupta na temperatura para os 4 °C aproximadamente. É aqui que é feita a troca de calor com o circuito de água fria. No absorvedor volta a misturar-se a água do circuito interno do refrigerador com a solução rica em brometo de lítio e pobre em água, passando pelo permutador para ser aquecida antes de ser devolvida ao gerador fechando assim o ciclo.

A Figura 2.8 ilustra o refrigerador de absorção da empresa.

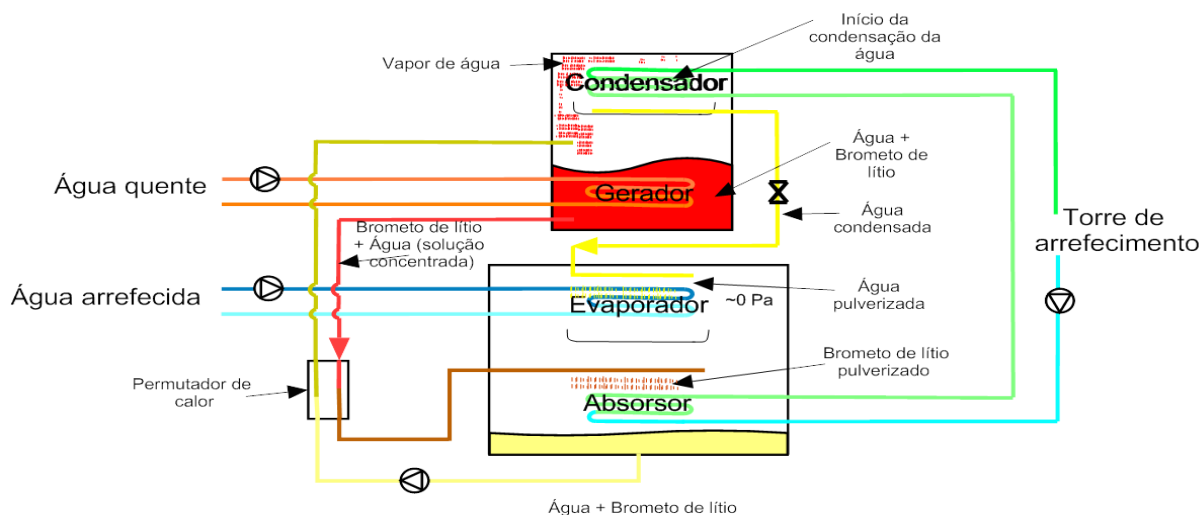


Figura 2.7 - Esquema de funcionamento de um refrigerador [3].



Figura 2.8 – Refrigerador de absorção da marca Thermax existente na empresa.

2.1.7. Torre de arrefecimento do refrigerador

A torre de arrefecimento ilustrada na Figura 2.9 possibilita o arrefecimento do vapor de água formado no refrigerador, concretamente no gerador, transformando-o em líquido por intermédio de trocas de calor com o circuito de água da torre. Posteriormente a água da torre é arrefecida ao ar na torre propriamente dita, e depois de arrefecida, arrefece a solução rica em brometo de lítio e pobre em água enquanto esta volta a misturar-se com a água do circuito interno do refrigerador no absorvedor.



Figura 2.9 - Torre de arrefecimento do refrigerador.

2.1.8. UTA

As unidades de tratamento de ar (UTA) contêm filtros para remover as poeiras do ar e ventiladores que viabilizam as trocas de calor com as condutas de água fria do refrigerador, permitindo a circulação de ar arrefecido ou aquecido pelas zonas desejadas da fábrica. Na Figura 2.10 está presente uma das várias UTA's da empresa.



Figura 2.10 - Unidade de tratamento de ar.

2.1.9. Condutas de circulação do ar

Nestas condutas, Figura 2.11, faz-se a distribuição do ar aquecido ou arrefecido pela fábrica, depois de tratado nas UTA's.



Figura 2.11- Condutas de circulação de ar.

2.1.10. Caldeira de recuperação

Na caldeira de recuperação, Figura 2.12 é removida a energia térmica dos gases de escape do motor de combustão interna, passando-a à água de alimentação da caldeira, aquecendo-a, transformando-a em vapor. Na Figura 2.13 são visíveis as condutas que direcionam os gases de escape do motor de combustão interna para a chaminé ou para a caldeira. Por ação de uma válvula de três vias, é possível regular o caudal de gases de escape enviado para a caldeira, permitindo o funcionamento ininterrupto do motor, direcionando parcialmente ou totalmente os fumos para a chaminé, no caso de ser necessária a paragem da geração de vapor.

A caldeira é da marca Aalborg, aquotubular, e constituída por três patamares:

1. Sobreaquecedor, conjunto de tubos do último contacto do vapor com os gases de escape, sendo este o patamar mais quente;
2. Evaporador, patamar anterior ao sobreaquecedor, ou patamar intermédio, onde é feita a segunda passagem dos tubos de água pelos fumos;
3. Economizador, primeiro patamar, onde a água de alimentação da caldeira é previamente aquecida antes de seguir para o sobreaquecedor.

Com esta configuração pretende-se extrair o máximo rendimento possível da permuta térmica entre os gases de escape do motor e a água e subsequente vapor.

Antes de alimentar a caldeira, a água faz uma passagem pelo desgasificador, onde lhe é retirada a máxima quantidade de oxigénio possível, minimizando assim a oxidação dos tubos e garantindo a menor formação de impurezas, Figura 2.14.

Depois de vaporizada à temperatura e pressão necessárias é direcionada para o barrilete, Figura 2.15, onde é feita a separação do vapor saturado. O vapor saturado que sai do barrilete vai para o sobreaquecedor onde passa ao estado de vapor sobreaquecido e então é encaminhado para a produção da fábrica. O tanque de condensados, Figura 2.16, recebe os condensados que retornam da fábrica, após a utilização do vapor nos vários permutadores ou equipamentos do processo. A água de adição, que compensa perdas de água no circuito de vapor e condensados é fornecida ao tanque de condensados. Deste tanque os condensados seguem novamente para a caldeira recuperadora.



Figura 2.12 - Caldeira de recuperação de calor.



Figura 2.13 - Conduitas dos gases de escape do motor de combustão interna.



Figura 2.14 – Desgasificador.



Figura 2.15 – Barrilete.



Figura 2.16 - Tanque de condensados.

2.1.11. Coletor de vapor

Existem na fábrica duas caldeiras de vapor pirotubulares que juntamente com a caldeira de recuperação de calor dos gases de escape, igualam a necessidade de consumo de vapor na produção. Os caudais de vapor de cada caldeira são somados no coletor, Figura 2.17, e posteriormente distribuídos pelas diversas zonas da fábrica.



Figura 2.17 - Coletor de vapor.

2.1.12. Centro de controlo

Por via de um programa informático, Figura 2.18, é possível monitorizar toda a instalação e controlar remotamente o funcionamento de algumas bombas e válvulas.

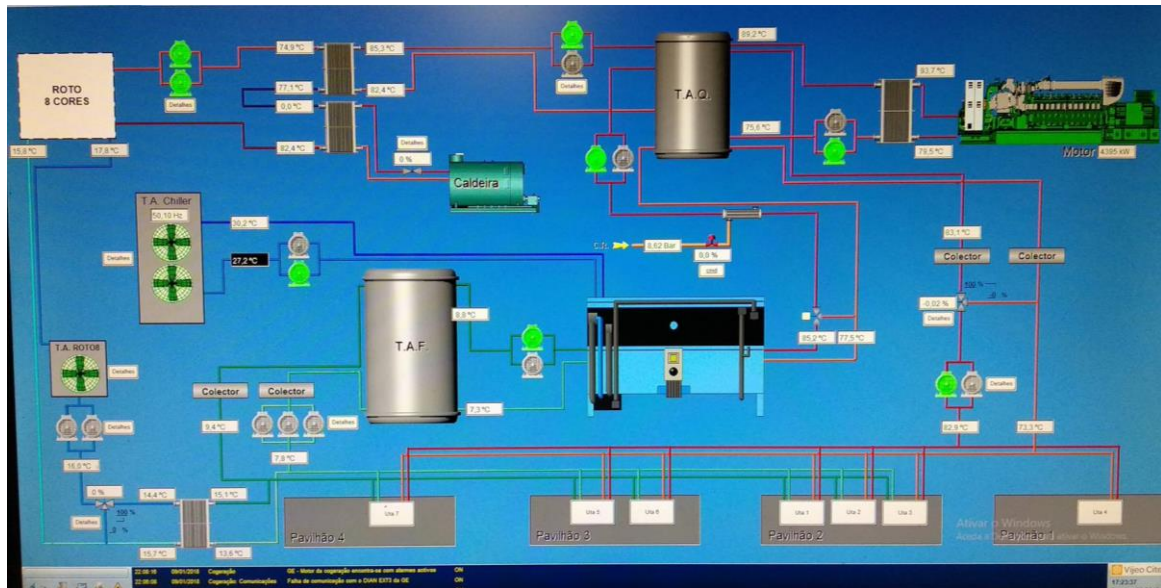


Figura 2.18 - Centro de controlo.

Capítulo 3

Análise aos rejeitados térmicos do motor

3. Análise aos rejeitados térmicos do motor

O motor é alimentado a gás natural e a energia mecânica gerada é convertida em energia elétrica por meio de um gerador elétrico. A energia térmica restante é aproveitada de várias formas como se pode verificar na Tabela 3.1 e na Figura 3.1, dados do fabricante.

Tabela 3.1 – Balanço energético do motor.

Gás natural, PCI	kWh / m ³ *	10,75
Entrada de energia	kW	9631
Caudal volúmico de gás natural	m ³ /h*	896
Potência mecânica	kW	4491
Potência elétrica	kW	4401
Saídas térmicas recuperáveis		
Intercooler 1ª fase	kW	1163
Óleo de lubrificação	kW	411
Água de refrigeração	kW	539
Gases de escape arrefecidos a 120 °C	kW	1961
Total das energias térmicas recuperáveis	kW	4074
Gases de escape arrefecidos a 180 °C	kW	1550
Gases de escape arrefecidos a 100 °C	kW	2098
Total das saídas	kW	8475
Calor por dissipar		
Intercooler 2ª fase	kW	213
Óleo de lubrificação 2ª fase	kW	—
Calor superfície	kW	202
Balanço de calor	kW	96
Rendimento elétrico	%	45,7
Rendimento térmico	%	42,3
Rendimento total	%	88,0
Circuito de água quente		
Temperatura de saída	°C	90,0
Temperatura de entrada	°C	70,0
Caudal de água quente	m ³ /h	174,9

* a 0 °C e 1 atm

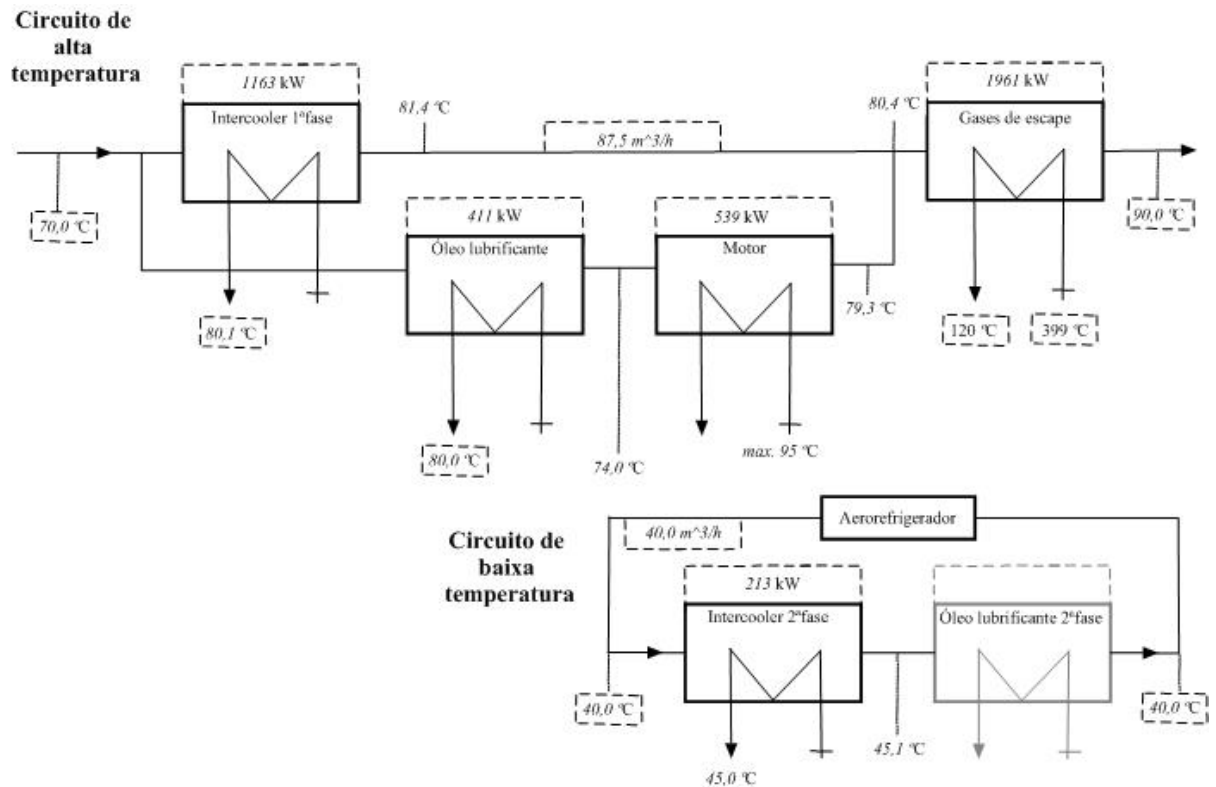


Figura 3.1 - Esquema de padrão de aproveitamento térmico.

O calor proveniente do arrefecimento dos vários componentes do motor é devidamente aproveitado. Os componentes que têm de ser arrefecidos para o bom funcionamento do motor e dos quais é aproveitado o calor são os seguintes:

- *Intercooler*, responsável pelo arrefecimento do ar comprimido vindo dos turbocompressores antes de entrar no motor. Resume-se a um permutador de calor ar/água;
- Motor, contém um circuito de condutas internas percorridas por água que é responsável pelo arrefecimento do motor;
- Óleo do motor, tem que ser arrefecido por formar a garantir as suas propriedades como lubrificante e tem também a função de arrefecer o motor;
- Gases de escape, antes de serem desperdiçados para a atmosfera, é-lhes retirada energia térmica. Uma das soluções para este aproveitamento é a aplicação de uma caldeira de recuperação.

Depois de ser retirada quase toda a energia térmica ao motor, é ainda necessário diminuir as temperaturas do óleo e da água de arrefecimento do ar dos turbocompressores antes de os reintroduzir no mesmo, sendo estes arrefecidos por meio de um aerorefrigerador. Este circuito de baixa temperatura está também representado na Figura 3.1.

As perdas de calor por radiação e convecção pelas superfícies exteriores do motor também não são aproveitáveis, uma vez que, por questões de bom funcionamento não é possível isolar termicamente um motor de combustão.

3.1. Esquema do aproveitamento térmico da empresa

O aproveitamento térmico de cada instalação depende das necessidades térmicas das empresas onde este for implementado.

Neste caso foi determinado que o aproveitamento da potência térmica do arrefecimento do óleo do motor era desnecessário, uma vez que, com o conjunto motor e *intercooler* de primeira fase a variação de temperaturas entre a entrada e saída de água eram ótimas. Apesar de neste fluido se transferir uma potência de aproximadamente 411 kW a temperatura máxima do óleo é demasiado baixa para ser aproveitada, como tal, o óleo é arrefecido por meio de uma torre de arrefecimento. Os gases de escape também não constam no aproveitamento para o aquecimento de água, visto que, foram aproveitados diretamente para a geração de vapor, uma necessidade bem acentuada desta empresa. O descrito acima pode verificar-se na Figura 3.2.

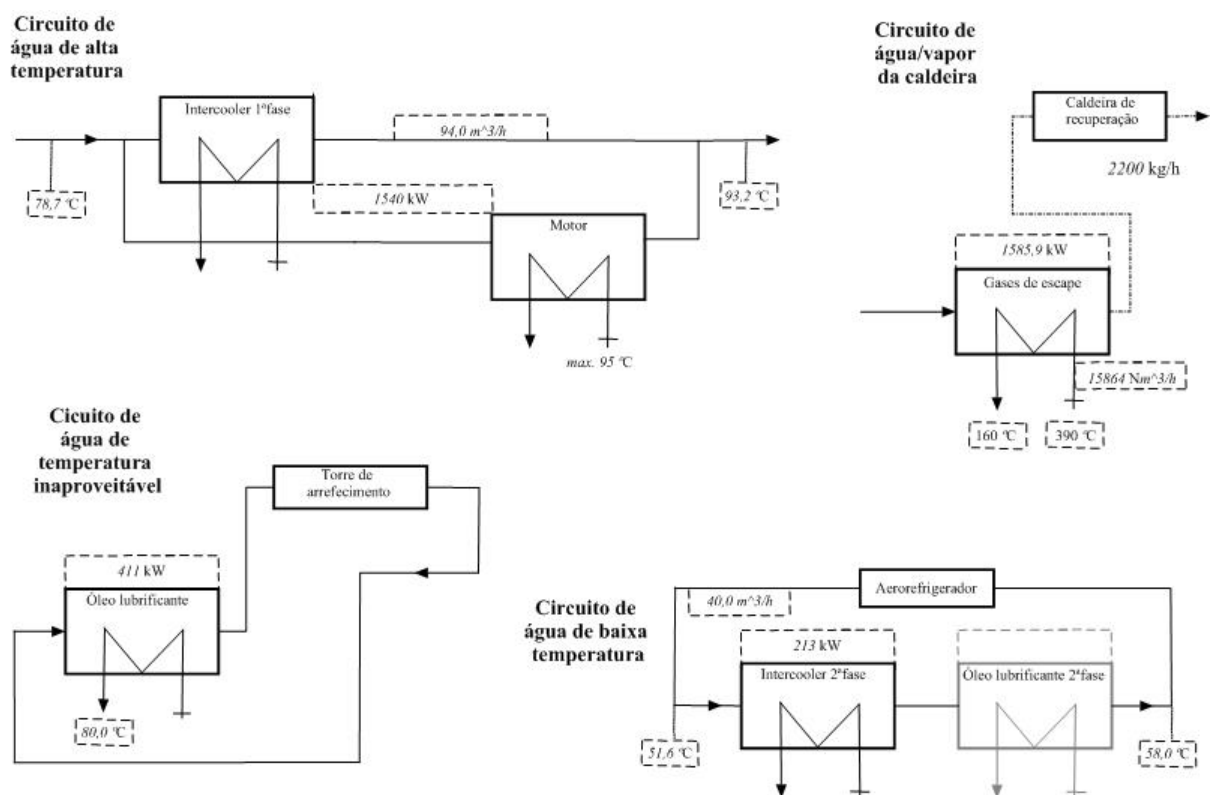


Figura 3.2 -Esquema do aproveitamento térmico da empresa.

3.2. Análise dos produtos de combustão do gás natural

A análise dos gases de escape é fundamental para maximizar o aproveitamento térmico de um sistema de cogeração, uma vez que estes atingem elevadas temperaturas. A potência térmica dos gases é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \times cp_{gases} \times \Delta T \quad (3.1)$$

Desconhece-se o calor específico a pressão constante dos gases de escape, porém, segundo a Tabela 3.1 e a Tabela 3.2 este valor é a única incógnita na equação pelo que:

$$cp_{gases} = \frac{\dot{Q}_{gases}}{\dot{m}_{gases} \times \Delta T} \quad (3.2)$$

Tabela 3.2 - Dados dos gases de escape e do ar de alimentação do motor.

Gases de escape		
Temperatura à carga máxima	°C	399
Caudal mássico na base húmida	kg /h	22896
Caudal mássico na base seca	kg /h	21401
Volume na base húmida	m ³ /h *	18026
Volume na base seca	m ³ /h *	16233
Pressão máxima de retorno admissível	mbar	50
Ar de alimentação		
Caudal mássico	kg /h	22174
Caudal volúmico	m ³ /h*	17153
Queda de pressão máxima admissível antes do filtro de ar	mbar	10

* a 0 °C e 1 atm

Como tal o calor específico médio para um aproveitamento onde se arrefecem os gases de 399 °C a 180 °C ou 399 °C a 100 °C terá um valor $\overline{cp} = 1,113 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ ou $\overline{cp} = 1,103 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$, respetivamente.

A empresa afirma que os gases são aproveitados dos 390 °C aos 160 °C . Segundo o Gráfico 3.1 o calor específico médio à temperatura média de 275 °C tem o valor $\overline{cp} = 1,109 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ o que representa então uma potência de $\dot{Q}_{\text{gases}} = 1622,8 \text{ kW}$.

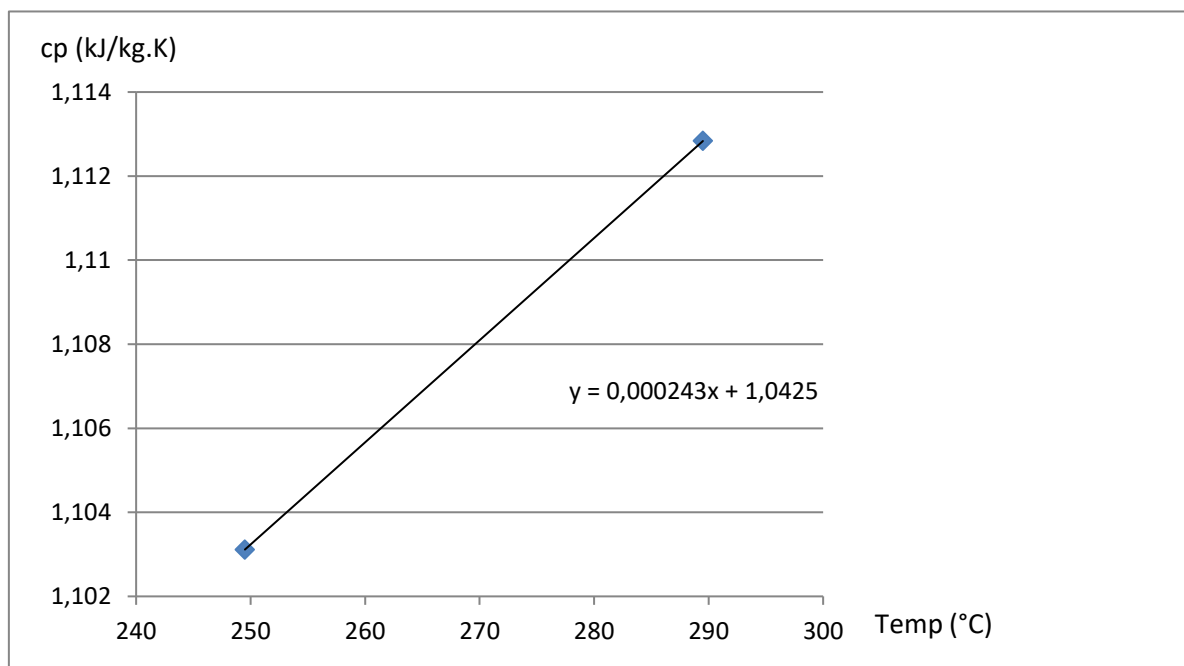
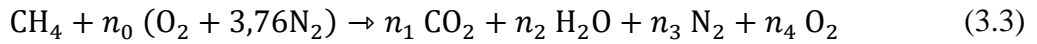


Gráfico 3.1 - Calor específico dos gases de escape em função da temperatura.

Um método complementar para a determinação do calor específico será o de se recorrer à análise teórica da composição dos gases de combustão. Para tal assume-se a queima completa do combustível, e tendo por base a informação disponível na Tabela 3.2, é possível concluir

qual o excesso de ar na combustão do gás natural e quais os produtos da combustão, conforme apresentado na Tabela 3.3 e na Tabela 3.4.



$$n_0 = x + \frac{y}{4} = 2 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{prod}} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{ar}_{\text{real}}} = \dot{m}_{\text{prod}} \quad (3.6)$$

$$(A/C)_{\text{real}} = \dot{m}_{\text{ar}_{\text{real}}} / \dot{m}_{\text{comb}} \quad (3.7)$$

$$r = (A/C)_{\text{real}} / (A/C)_{\text{est}} \quad (3.8)$$

$$r = 1 + e_{\text{ar}} \quad (3.9)$$

Tabela 3.3 - Cálculo do excesso de ar.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Caudal mássico dos produtos	\dot{m}_{prod}	kg /h	22896
Caudal mássico real de ar	$\dot{m}_{\text{ar}_{\text{real}}}$	kg /h	22174
Caudal mássico de combustível	\dot{m}_{comb}	kg /h	722
Relação ar/combustível real	$(A/C)_{\text{real}}$	kg _{ar} /kg _{comb}	30,71
Relação ar/combustível estequiométrica	$(A/C)_{\text{est}}$	kg _{ar} /kg _{comb}	17,23
Razão de ar	r	—	1,782
Excesso de ar	e_{ar}	—	0,782

Tabela 3.4 - Quantidades de ar e de cada produto.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Ar	n_0	kmol /kmol	2,00
Dióxido de carbono	n_1	kmol /kmol	1,00
Água	n_2	kmol /kmol	2,00
Azoto	n_3	kmol /kmol	13,40
Oxigénio	n_4	kmol /kmol	1,56

Calculando as frações mássicas e molares, e o calor específico molar (\bar{c}_p) em função da temperatura determina-se o calor específico dos gases de escape como é demonstrado na Tabela 3.5. Um fator importante para a análise dos gases de escape é temperatura do ponto de orvalho dos mesmos.

$$Y_i = \frac{n_i \times M_i}{\sum n_i \times M_i} \quad (3.10)$$

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (3.11)$$

$$\bar{c}_{p_{\text{prod}}} = \bar{c}_{p_{\text{gases}}} \quad (3.12)$$

$$\bar{c}_{p_{\text{prod}}} = \sum n_i \times c_{p_i} \quad (3.13)$$

$$X_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (3.14)$$

Tabela 3.5 - Calor específico dos produtos de combustão em função da temperatura, fração mássica e molar dos mesmos, e calor específico dos gases de escape.

Substancia		Azoto	Oxigénio	Dióxido de carbono	Água	
	Unidades					Fator de multiplicação
Formula química		N ₂	O ₂	CO ₂	H ₂ O	
a		28,9	25,48	22,26	32,24	
b		-0,1571	1,520	5,981	0,1923	$\times 10^{-2}$
c		0,8081	-0,7155	-3,501	1,055	$\times 10^{-5}$
d		-2,873	1,312	7,469	-3,595	$\times 10^{-9}$
Gama de temperatura	K	273 – 1800				
Erro	Max	%	0,59	1,19	0,67	0,53
	Med		0,34	0,28	0,22	0,24
Temperatura média (K)		548,15				
$\overline{c_p}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$	29,99	31,88	45,75	35,87	
$Massa_{mol}$	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	28,15	32	44	18	
$\overline{c_p}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	1,065	0,9962	1,040	1,993	
Y_i	%	74,36	9,87	8,67	7,10	
$\overline{c_{p_{prod}}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	1,122				
X_i	%	74,61	8,69	5,57	11,13	

O valor teórico para o calor específico médio a pressão constante dos gases é então $\overline{c_{p_{prod}}} = 1,122 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$, sendo que a potência dos gases passará a ser $\dot{Q}_{gases} = 1641,8 \text{ kW}$.

Tendo em conta a fração molar da água é possível calcular a sua temperatura de orvalho para a sua pressão de saturação contando com a pressão atmosférica a $p_{atm} = 101,3 \text{ kPa}$:

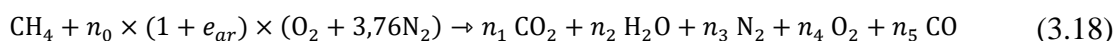
$$p_{H_2O} = X_{H_2O} \times p_{atm} \quad (3.15)$$

$$p_{H_2O} = 11,28 \text{ kPa} \quad (3.16)$$

$$T_{sat} = 47,9 \text{ °C} \quad (3.17)$$

Esta é a temperatura a partir da qual os produtos de combustão começam a condensar, como tal e sabendo que os gases de escape são libertados para o ambiente a aproximadamente 160 °C, é seguro dizer que destes ainda se pode tirar bastante energia térmica.

Com o objetivo de garantir a queima completa de combustível foi considerado que a concentração de CO é nula, porém, segundo dados oficiais cedidos pela empresa, numa avaliação aos gases, o CO₂ representa 5,1 % do total da fração molar. Fazendo um novo balanço os resultados são apresentados na Tabela 3.6.



$$n_0 = 2 \quad (3.19)$$

Tabela 3.6 - Valores molares e respetivas frações para a presença de CO.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor		X_i [%]
Dióxido de carbono	n_1	kmol /kmol	0,92		5,1
Água	n_2	kmol /kmol	2,00		11,16
Azoto	n_3	kmol /kmol	13,40		7,48
Oxigénio	n_4	kmol /kmol	1,52		8,50
Monóxido de carbono	n_5	kmol /kmol	0,08		0,46

Dado que a presença de CO é insignificante, inferior a 0,5 %, foi correto assumir a queima completa.

As condições aqui descritas variam com a humidade do ar e possíveis fugas nos tubos de água da caldeira. Os valores aqui presentes são correspondentes a circunstâncias ideais.

Capítulo 4

Análise à chaminé

4. Análise à chaminé

Com o objetivo de se saber se é possível aproveitar ao máximo a energia térmica ainda disponível nos gases de escape após a sua passagem pela caldeira é necessário analisar os efeitos da perda de carga na chaminé, garantindo que a pressão à saída da mesma é sempre superior à pressão atmosférica.

Numa primeira fase, analisa-se o efeito chaminé onde a perda de carga se dá pela variação térmica entre as temperaturas extremas, ou seja, por convecção natural, Tabela 4.1.

$$\Delta p_{efcha} = \omega \times p_{atm} \times h_{cham} \times \left(\frac{1}{T_{amb}} - \frac{1}{T_{int}} \right) \quad (4.1)$$

Tabela 4.1 - Efeito chaminé.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Coefficiente de variação da temperatura por unidade de comprimento	ω	K /m	0,0342
Pressão atmosférica	p_{atm}	Pa	101300
Altura da chaminé	h_{cham}	m	15,7
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	293
Temperatura no interior da chaminé	T_{int}	K	433
Efeito chaminé	Δp_{efcha}	Pa	59,9

Como se pode ver na Tabela 4.1 a variação de pressão inerente ao efeito chaminé é de 59,9 Pa.

Segundo dados fornecidos pela empresa, as condições do escoamento são as apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Dados fornecidos pela empresa.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Diâmetro interior da chaminé	D_i	m	0,86
Velocidade dos gases à saída da chaminé	$v_{gasescha}$	m /s	17,1
Pressão atmosférica	p_{atm}	Pa	101430
Perda de carga pelo escoamento forçado	Δp_{escfor}	Pa	160,9

Sendo que deste modo sabe-se que a pressão do escoamento dos fumos de escape é superior à do ar à saída da chaminé em 160,9 Pa.

Para saber a influência do atrito ao longo da chaminé recorre-se à equação de Darcy-Weisbach que depende do fator de atrito f , geralmente calculado pela equação de Colebrook-White. No entanto, neste caso usou-se a equação de Sousa Cunha Marques [4], que tem desvio relativo máximo inferior a 0,123 % face à equação de Colebrook-White, ver Tabela 4.3 e Tabela 4.4.

$$Re = \frac{v \times D_i}{v_{prod}} \quad (4.2)$$

Tabela 4.3 - Cálculo da massa específica e viscosidade dos produtos de combustão.

	Fração molar	Massa volúmica	Viscosidade cinemática
Símbolo	X_i	ρ_{prod}	ν_{prod}
Unidades	%	kg /m ³	m ² /s
Azoto	74,61	0,779	$3,02 \times 10^{-5}$
Oxigénio	8,69	1,000	$2,70 \times 10^{-5}$
Dióxido de carbono	5,57	1,226	$1,73 \times 10^{-5}$
Água	11,13	0,507	$4,40 \times 10^{-6}$
Produtos da combustão	100	0,773	$2,63 \times 10^{-5}$

$$\Delta p_{atrito} = f \times \frac{\rho_{prod}}{2} \times \frac{v^2}{D_i} \quad (4.3)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_i} - \frac{5,16}{R_e} \times \log \left(\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_i} + \frac{5,09}{R_e^{0,89}} \right) \right] \quad (4.4)$$

Tabela 4.4 - Cálculo das perdas de carga por atrito.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Número de Reynolds	R_e	-	560219
Rugosidade do aço	\mathcal{K}	mm	0,015
Fator de atrito de Darcy-Weisbach	f	-	0,07313
Perda de carga por atrito	Δp_{atrito}	Pa	8,81

Dado o facto de a chaminé ser composta por um material pouco rugoso, a perda de carga por atrito é muito baixa.

A perda de carga na chaminé é positiva com o valor 160,9 Pa. Constata-se assim que os gases de escape ainda têm algum excesso de pressão que permita a inclusão no seu percurso de um permutador de recuperação térmica adicional.

Capítulo 5

Caldeira de recuperação de calor

5. Caldeira de recuperação de calor

É na caldeira de recuperação de calor que é aproveitada a energia térmica disponível nos gases de escape do motor. A caldeira usada na empresa é do tipo aquotubular, da marca Aalborg. A configuração aquotubular comparativamente à piro-tubular impõe uma menor perda de carga ao escoamento dos gases de escape do motor minimizando assim efeitos de retorno de escoamento que afetasse o funcionamento do motor térmico, Figura 5.1.

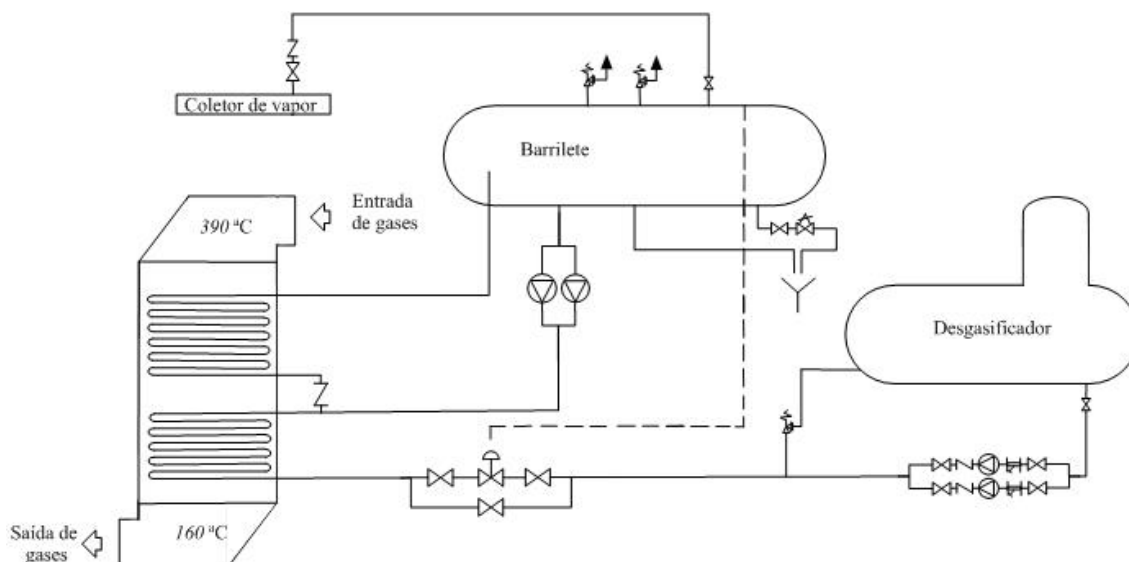


Figura 5.1 - Esquema do funcionamento da caldeira de recuperação de calor

A admissão dos gases de escape na caldeira de recuperação encontra-se o mais próximo possível da saída dos mesmos do motor por forma a minimizar perdas de calor e perdas de carga na conduta de ligação entre os dois equipamentos.

Como referido e calculado anteriormente, os valores necessários para o cálculo são apresentados na Tabela 5.1.

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{prod} \times \bar{c}p_{prod} \times (T_{gases_{ent}} - T_{gases_{sai}}) \quad (5.1)$$

Tabela 5.1 - Cálculo da potência térmica dos gases de escape

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Temperatura dos gases à entrada	$T_{gases_{ent}}$	°C	390
Temperatura dos gases à saída	$T_{gases_{sai}}$	°C	160
Calor específico	$\bar{c}p_{prod}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	1,122
Caudal mássico	\dot{m}_{prod}	kg/h	22896
Potência dos gases	\dot{Q}_{gases}	kW	1641,3

A potência térmica transferida à água na caldeira é função das suas entalpias de entrada e de saída e do caudal de vapor gerado. Os valores de temperatura e pressão da água e o caudal de vapor foram cedidos pela empresa, Tabela 5.2.

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{vapor} \times (h_{\acute{a}gua_{sai}} - h_{\acute{a}gua_{ent}}) \quad (5.2)$$

Tabela 5.2 - Cálculo da potência térmica do vapor

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Temperatura da água à entrada	$T_{\acute{a}gua_{ent}}$	°C	95
Temperatura da água à saída (vapor)	$T_{\acute{a}gua_{sai}}$	°C	177
Pressão relativa da água à entrada	$p_{\acute{a}gua_{ent}}$	bar	13
Pressão relativa da água á saída (vapor)	$p_{\acute{a}gua_{sai}}$	bar	8
Entalpia da água na entrada	$h_{\acute{a}gua_{ent}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	399,7
Entalpia da água na saída	$h_{\acute{a}gua_{sai}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	2792,5
Caudal de vapor	\dot{m}_{vapor}	kg /h	2300
Potência do vapor	\dot{Q}_{vapor}	kW	1528,7

Sabendo a potência térmica dos gases de escape e do vapor de água é possível calcular o rendimento da caldeira por:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{gases}} \quad (5.3)$$

$$\eta_{cald} = 93,31 \% \quad (5.4)$$

Pode concluir que a caldeira está em condições perfeitas de funcionamento.

Capítulo 6

Permutador de calor de placas

6. Permutador de calor de placas

Os permutadores de placas são constituídos por placas finas que favorecem a permuta de calor entre dois fluidos a temperaturas distintas. Nas placas existem nervuras para guiar o escoamento do fluido. Este tipo de permutador está presente na instalação, permitindo a troca de calor entre a água de arrefecimento do motor e o tanque de água quente.

Os permutadores de calor de placas tendem a perder eficiência com a utilização e com o tempo, como tal, a sua desmontagem para limpeza é necessária segundo a periodicidade definida pelo fabricante, em função dos fluidos de trabalho e das suas características. Na Figura 6.1 é demonstrado um permutador de placas em vista explodida.

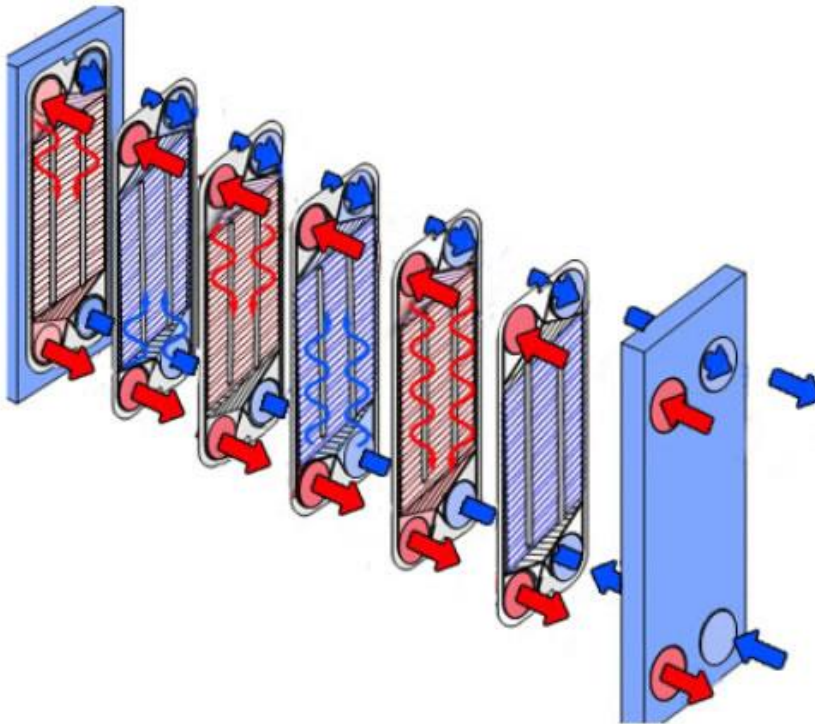


Figura 6.1- Permutador de placas da Figura 2.1 em vista explodida [5].

Causas possíveis do mau funcionamento dos permutadores de placas:

1. Incrustações:
 - 1.1. Químicas;
 - 1.2. Biológicas;
 - 1.3. Depósitos;
 - 1.4. Corrosão.
2. Perdas de carga elevadas.
3. Fugas diferenciais:
 - 3.1. Fugas nos vedantes;
 - 3.2. Fugas nas placas.
4. Presença de óleo do motor no lado quente.

As incrustações provocam perdas de carga e podem provocar vibração nas placas, o que pode conduzir a fugas diferenciais.

Soluções a aplicar:

1. Abrir e limpar;

2. Controlar os valores das perdas de carga com manómetros.

Controlando as perdas de carga é possível saber, para um valor máximo determinado pelo fabricante, quando é necessário aplicar ações de limpeza.

6.1. Análise da eficiência do permutador

No ano em que este permutador de calor foi instalado e testado, as suas características e a sua eficiência eram as apresentadas na Tabela 6.1. A eficiência foi calculada da seguinte forma:

$$\epsilon_{novo} = \frac{C_f \times \Delta T_f}{C_q \times (T_{qe} - T_{fe})} \quad (6.1)$$

$$C_q = \frac{\dot{V}_q \times \rho_q \times cp_q}{3600} \quad (6.2)$$

$$C_f = \frac{\dot{V}_f \times \rho_f \times cp_f}{3600} \quad (6.3)$$

Tabela 6.1 - Cálculo da eficiência do permutador de calor aquando da sua instalação.

Designação	Unidades	Lado quente		Lado frio	
		Símbolo	Valores	Símbolo	Valores
Temperatura de entrada	°C	T_{qe}	91	T_{fe}	71
Temperatura de saída	°C	T_{qs}	73	T_{fs}	89
Variação de temperatura	°C	ΔT_q	18	ΔT_f	18
Temperatura média	°C	T_{medq}	82	T_{medf}	80
Calor específico	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	cp_q	4,199	cp_f	4,197
Massa volúmica	kg/m^3	ρ_q	970,5	ρ_f	971,8
Caudal volúmico	m^3/h	\dot{V}_q	94	\dot{V}_f	98
Capacidade térmica	$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{s}}$	C_q	106,4	C_f	111
Eficiência	—	$\epsilon_{novo} = 0,9392$			

Seguidamente vai ser calculada da mesma forma a eficiência atual, sendo que os caudais das duas correntes de fluido permanecem inalterados, as únicas propriedades que variaram o seu valor foram as temperaturas. Como tal, foi feito um levantamento das mesmas em seis medições como se pode confirmar na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Medições das temperaturas das águas do permutador.

	T_{qe}	T_{qs}	T_{fe}	T_{fs}
Unidades	°C			
Medição 1	95,0	82,3	78,7	90,5
Medição 2	93,2	78,7	74,9	88,9
Medição 3	93,5	82,7	79,1	89,8
Medição 4	95,9	82,1	78,8	91,1
Medição 5	96,1	82,2,	78,7	912
Medição 6	93,9	83,1	80,0	90,2
Média	94,5	82,3	78,8	90,4

A diferença entre as temperaturas de entradas e de saídas diminuiu e a diferença entre as temperaturas do lado quente e frio aumentou, como tal, a eficiência diminui como se pode verificar na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Cálculo da eficiência do permutador de calor nas condições atuais.

Designação	Unidades	Lado quente		Lado frio	
		Símbolo	Valores	Símbolo	Valores
Temperatura de entrada	°C	T_{qe}	94,5	T_{fe}	78,8
Temperatura de saída	°C	T_{qs}	82,3	T_{fs}	90,4
Variação de temperatura	°C	ΔT_q	12,2	ΔT_f	11,6
Temperatura média	°C	T_{medq}	88,4	T_{medf}	84,6
Calor específico	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	cp_q	4,204	cp_f	4,201
Massa volúmica	kg/m^3	ρ_q	966,4	ρ_f	968,8
Caudal volúmico	m^3/h	\dot{V}_q	94	\dot{V}_f	98
Capacidade térmica	$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{s}}$	C_q	106,1	C_f	110,8
Eficiência	—	$\varepsilon_{atual} = 0,7717$			

$$\varepsilon_{novo} - \varepsilon_{atual} = 0,1675 \quad (6.4)$$

É possível verificar que o permutador está com 16,75 % de perda de eficiência face ao momento da sua instalação.

Capítulo 7

Balanço térmico ao refrigerador

7. Balanço térmico ao refrigerador de absorção

Segundo o diagrama da instalação, Figura 7.1 e os dados do fabricante, Tabela 7.1 o valor máximo da potência térmica transmitida à água a arrefecer é função da potência térmica cedida pela água quente do respetivo tanque de armazenamento (aquecida através de um permutador de calor pela água de arrefecimento do motor) e função da potência térmica recebida pela água da torre de arrefecimento, $\dot{Q}_{\dot{a}garr} = 1250 \text{ kW}$, $\dot{Q}_{\dot{a}gq} = 1646,9 \text{ kW}$ e $\dot{Q}_{\dot{a}gt} = 2896,9 \text{ kW}$, respetivamente, pelo que:

$$\dot{Q}_{\dot{a}gt} = \dot{Q}_{\dot{a}gq} + \dot{Q}_{\dot{a}garr} \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_{\dot{a}garr} = 2896,9 - 1646,9 \quad (7.2)$$

$$\dot{Q}_{\dot{a}garr} = 1250 \text{ kW} \quad (7.3)$$

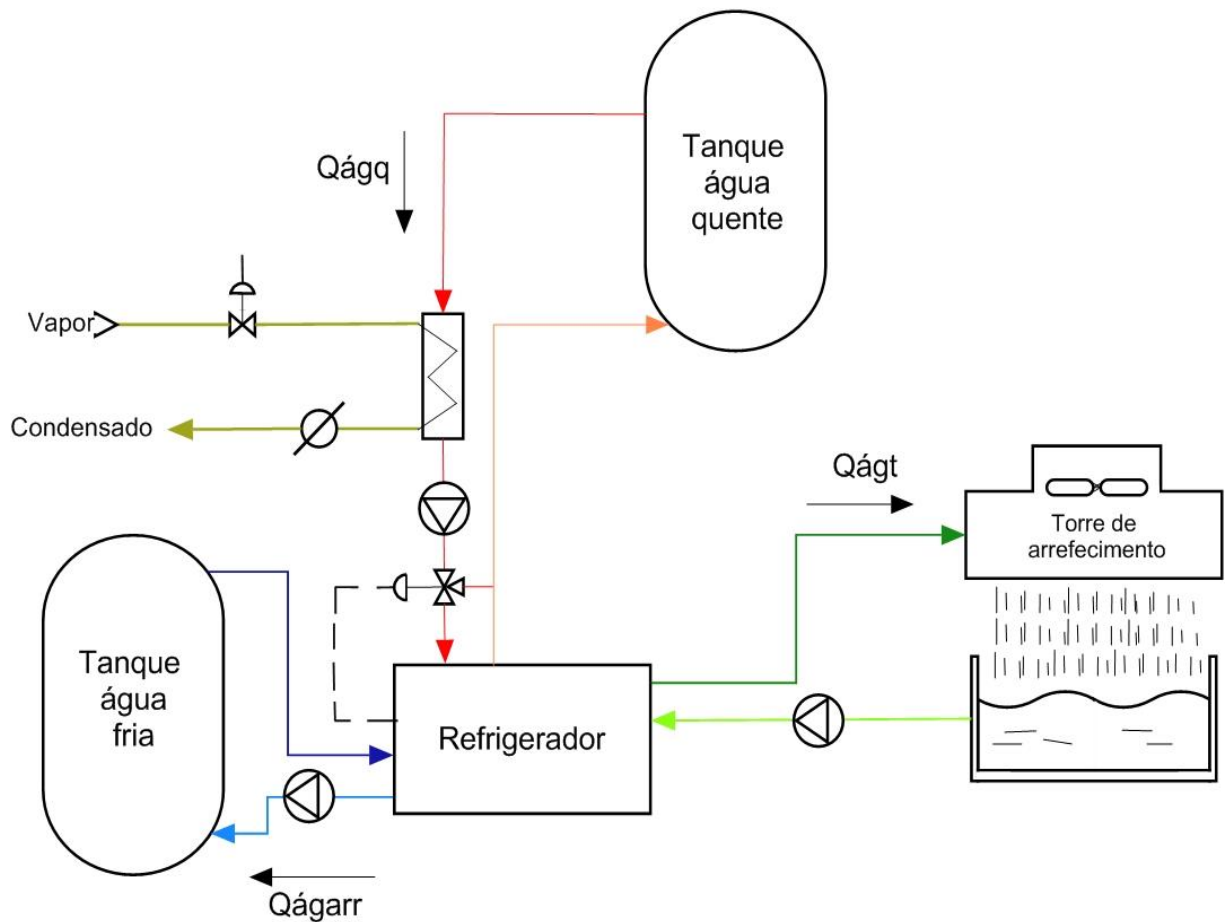


Figura 7.1 - Esquema da instalação do refrigerador.

Tabela 7.1 - Especificações do refrigerador de absorção.

Modelo		LT 42T
	Unidades	
Capacidade ($\pm 3\%$)	kW	1250
COP		0,759
Circuito de água arrefecida		
Caudal	m ³ /h	214,4
Temperatura de entrada	°C	12,0
Temperatura de saída	°C	7,0
Passes no evaporador	Nº	1 + 1
Perda de carga em linha	kPa	22,5
Perda de carga	kPa	28,4
Diâmetro da conexão (DN)	mm	250
Pressão máxima de trabalho	kPa(relativa)	785
Circuito de água de arrefecimento		
Calor rejeitado	kW	2896,9
Caudal	m ³ /h	435,0
Temperatura de entrada	°C	29,0
Temperatura de saída	°C	34,8
Passagens no evaporador	Nº	2,2/1 + 1
Perda de carga em linha	kPa	60,2
Perda de carga	kPa	47,9
Diâmetro da conexão (DN)	mm	300
Pressão máxima de trabalho	kPa(relativa)	785
Temperatura mínima de entrada de água	°C	20,0
Circuito de água quente		
Calor cedido	kW	1646,9
Caudal	m ³ /h	86,1
Temperatura de entrada	°C	90,0
Temperatura de saída	°C	73,0
Passagens no evaporador	Nº	4 + 4
Perda de carga em linha	kPa	52,3
Perda de carga	kPa	57,0
Diâmetro da conexão	mm	200
Pressão máxima de trabalho	kPa(relativa)	785

7.1. Verificação dos valores das potências térmicas catalogadas

Os valores do calor específico e massa volúmica foram interpolados para as temperaturas de entrada e de saída. As potências térmicas podem verificar-se na Tabela 7.2.

$$\dot{Q} = \dot{m} \times \bar{c} \times \Delta T \quad (7.4)$$

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V} \quad (7.5)$$

Tabela 7.2 - Potências térmicas segundo os dados do fabricante.

Designação	Símbolo	Unidades	Água quente	Água arrefecida	Água da torre de arrefecimento
Variação de temperatura	ΔT	°C	17	5	5,8
Caudal volúmico	\dot{V}_q	m ³ /s	0,02392	0,05956	0,1208
Calor específico	\bar{c}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	4,198	4,192	4,197
Massa volúmica	ρ	kg/m ³	971,55	999,7	994,79
Potência	\dot{Q}	kW	1658,34	1247,9	2913,52

Fazendo o balanço térmico recorrendo às equações 7.6 a 7.8:

$$\dot{Q}_{agt} = \dot{Q}_{agq} + \dot{Q}_{agarr} \quad (7.6)$$

$$2913,52 \approx 1658,34 + 1247,9 \quad (7.7)$$

$$2913,52 \approx 2906,24 \quad (7.8)$$

A diferença entre os valores está associada a erros de cálculo e arredondamentos associados.

7.2. Cálculo das potências térmicas (caudais teóricos)

Nesta análise assumiu-se que os caudais reais são iguais aos caudais catalogados pelo fabricante. Com o objetivo de obter o menor erro na leitura das temperaturas e minorar a influência da temperatura ambiente, foi feito um levantamento das mesmas três vezes por dia no decorrer de uma semana. Os valores são relativos à entrada e saída das temperaturas de água no refrigerador e estão representadas na Tabela 7.3 e no Gráfico 7.1.

Os novos valores para as potências térmicas podem verificar-se na Tabela 7.4.

Tabela 7.3 - Temperaturas da água dos circuitos quente, frio e da torre de arrefecimento

Dia	Hora	Temperatura exterior	Água quente			Água arrefecida			Água da torre de arrefecimento		
		°C	T_{ent}	T_{sai}	ΔT	T_{ent}	T_{sai}	ΔT	T_{ent}	T_{sai}	ΔT
1	9	17	83,5	78,0	5,5	11,7	9,7	2	29,4	31,8	2,4
	13	21	85,6	78,2	7,4	12,4	10,0	2,4	26,5	30,6	4,1
	17	22	85,8	77,9	7,9	11,5	8,8	2,7	26,6	30,6	4,0
2	9	17	83,2	75,4	7,8	10,8	8,1	2,7	24,9	29,6	4,7
	13	23	86,1	78,0	8,1	11,8	8,9	2,9	26,5	31,2	4,7
	17	27	85,9	78,7	7,2	13,4	10,6	2,8	26,7	31,3	4,6
3	9	16	84,4	77,4	7,0	9,0	6,6	2,4	26,9	30,3	3,4
	13	24	87,2	77,9	9,3	12,1	9,2	2,9	26,1	30,4	4,3
	17	22	84,5	76,1	8,4	12,4	9,4	3,0	25,9	30,0	4,1
4	9	15	84,5	78,0	6,5	9,0	6,8	2,2	27,8	31,0	3,2
	13	24	85,9	76,5	9,4	12,3	9,3	3,0	25,9	30,2	4,3
	17	25	85,8	78,8	7,0	13,6	10,5	3,1	26,3	30,7	4,4
5	9	17	85,2	77,8	7,4	9,0	6,4	2,6	26,1	29,7	3,6
	13	26	90,8	81,1	9,7	10,4	7,4	3,0	26,3	30,7	4,4
	17	31	89,2	78,6	10,6	13,4	10,3	3,1	26,6	31,1	4,5
Média		21,8	85,8	77,9	8,0	11,5	8,8	2,7	26,6	30,6	4,1

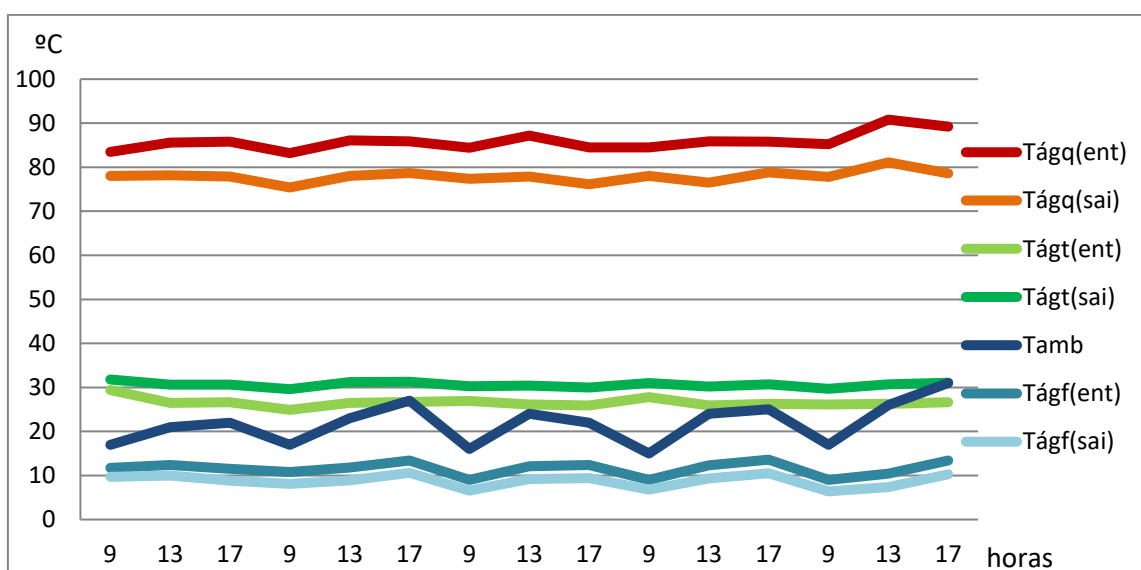


Gráfico 7.1 -Variações de temperatura no refrigerador

Tabela 7.4 - Potências térmicas para as diferenças de temperaturas verificadas

Designação	Símbolo	Unidades	Água quente	Água arrefecida	Água da torre de arrefecimento
Variação de temperatura	ΔT	°C	8,0	2,7	4,1
Caudal volúmico	\dot{V}	m ³ /s	0,02392	0,05956	0,1208
Calor específico	\bar{c}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	4,198	4,192	4,197
Massa volúmica	ρ	kg/m ³	971,55	999,7	994,79
Potência	\dot{Q}	kW	778,36	674	2063,37

Fazendo um novo balanço térmico recorrendo às equações 7.9 a 7.13:

$$\dot{Q}_{agt} = \dot{Q}_{agq} + \dot{Q}_{agarr} \quad (7.9)$$

$$2063,37 \neq 778,36 + 674 \quad (7.10)$$

$$2261,67 \neq 1323,31 \quad (7.11)$$

$$2063,37 = 1452,36 + \dot{Q}_g \quad (7.12)$$

$$\dot{Q}_g = 611 \text{ kW} \quad (7.13)$$

Pela avaliação dos resultados, é possível verificar que há ganhos no sistema, uma vez que, a equação 7.9 não é verídica, surgindo uma potência térmica adicional que está a dar entrada no sistema. Esta potência pode ser explicada pelo facto de o refrigerador ter uma quebra no isolamento, havendo trocas de calor com o ambiente, ou por não se verificarem os caudais catalogados pela marca.

7.3. Cálculo das potências térmicas (caudais reais)

A análise dos caudais é fundamental para o cálculo mais correto das potências térmicas, diminuindo os erros associados e obtendo valores mais próximos da realidade. Conforme consta na Tabela 7.1, os caudais de dimensionamento do refrigerador são 86,1 m³/h, 214,4 m³/h e 435 m³/h, para a água do tanque de armazenamento de água quente (água quente), água de arrefecimento (água fria) e água da torre de arrefecimento, respetivamente, como mostrado na Figura 7.2.

Para o cálculo dos caudais foram considerados os parâmetros específicos de cada uma das bombas que conduzem a água pelos circuitos como pode ver-se na Tabela 7.5.

As bombas de água quente, arrefecida e da torre de arrefecimento são designadas por B_{agq} , B_{agarr} e B_{agt} , receptivamente de acordo com a Figura 7.2.

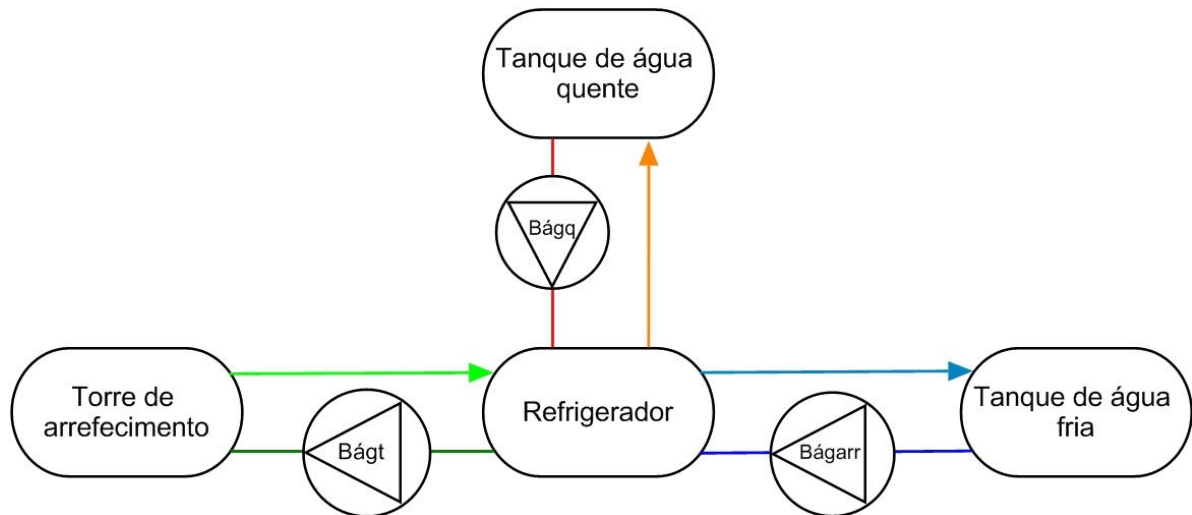


Figura 7.2 - Esquema dos circuitos de água do refrigerador.

Tabela 7.5 - Parâmetros das bombas dos circuitos do refrigerador e caudais em função da potência do motor das mesmas.

Designação	Símbolo	Unidades	Água quente	Água arrefecida	Água da torre de arrefecimento
Bombas			$B_{ágq}$	$B_{ágarr}$	$B_{ägt}$
Rendimento do motor da bomba	η_{motor}	%	90,3	91,6	92,7
Caudal nominal	\dot{V}_{nom}	m ³ /h	101,6	296	517
Potência nominal	P_{nom}	kW	7,5	22	37
Fator de potência	FP		0,87	0,84	0,85
Tensão	\mathcal{U}	V	380	380	400
Corrente medida	I	A	13,1	34,9	57,7
Potência do motor (P1)	$P_{motorbomba}$	kW	7501,3	19295,2	33979,4
Potência da bomba (P2)	P_{bomba}	kW	6773,6	17674,4	31498,87
Caudal	\dot{V}_{real}	m ³ /h	96,4	252	399

$$P_{motorbomba} = \mathcal{U} \times I \times \sqrt{3} \times FP \text{ W} \quad (7.14)$$

$$P_{bomba} = P_{motorbomba} \times \eta_{motor} \text{ W} \quad (7.15)$$

Os caudais foram calculados pela curva de potência de cada uma das bombas, segundo as características cedidas pela marca das mesmas, Grundfos, ver Figura 7.3, Figura 7.4 e Figura 7.5 para as bombas $B_{ágq}$ (7,5 kW), $B_{ágarr}$ (22 kW) e $B_{ägt}$ (37 kW), respetivamente.

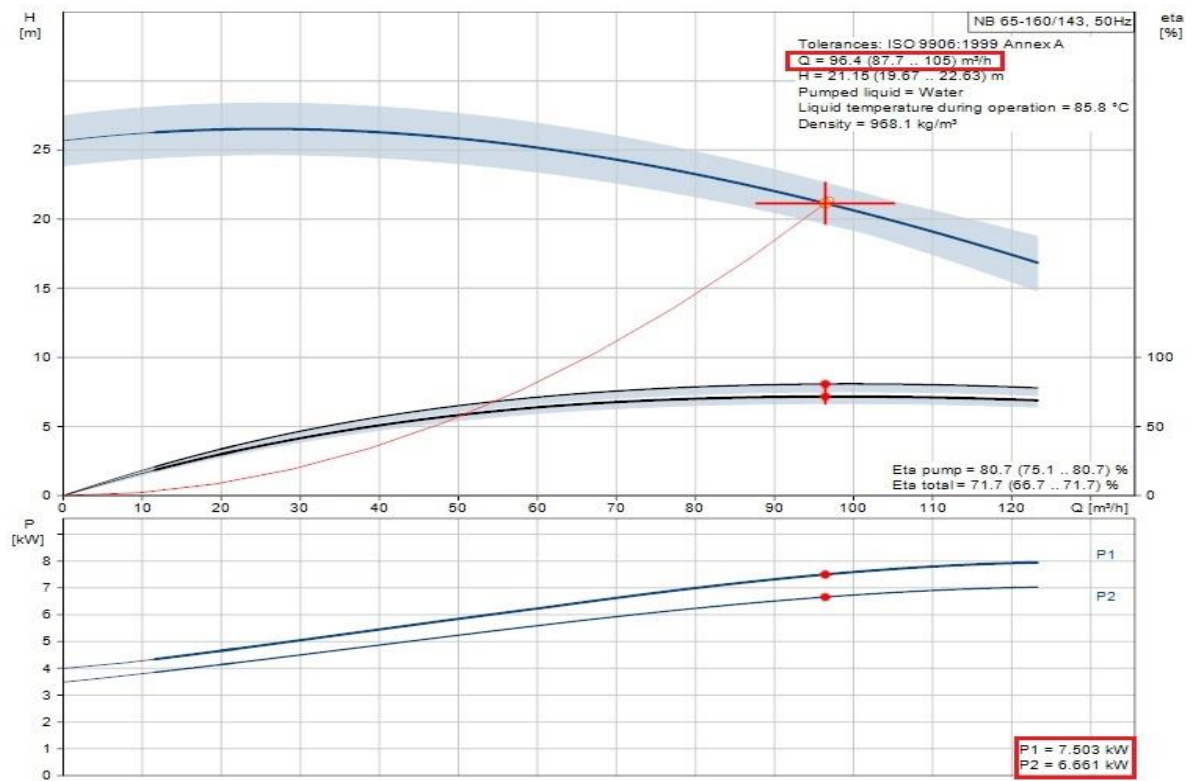


Figura 7.3 - Curva de potência da bomba de água quente [6].

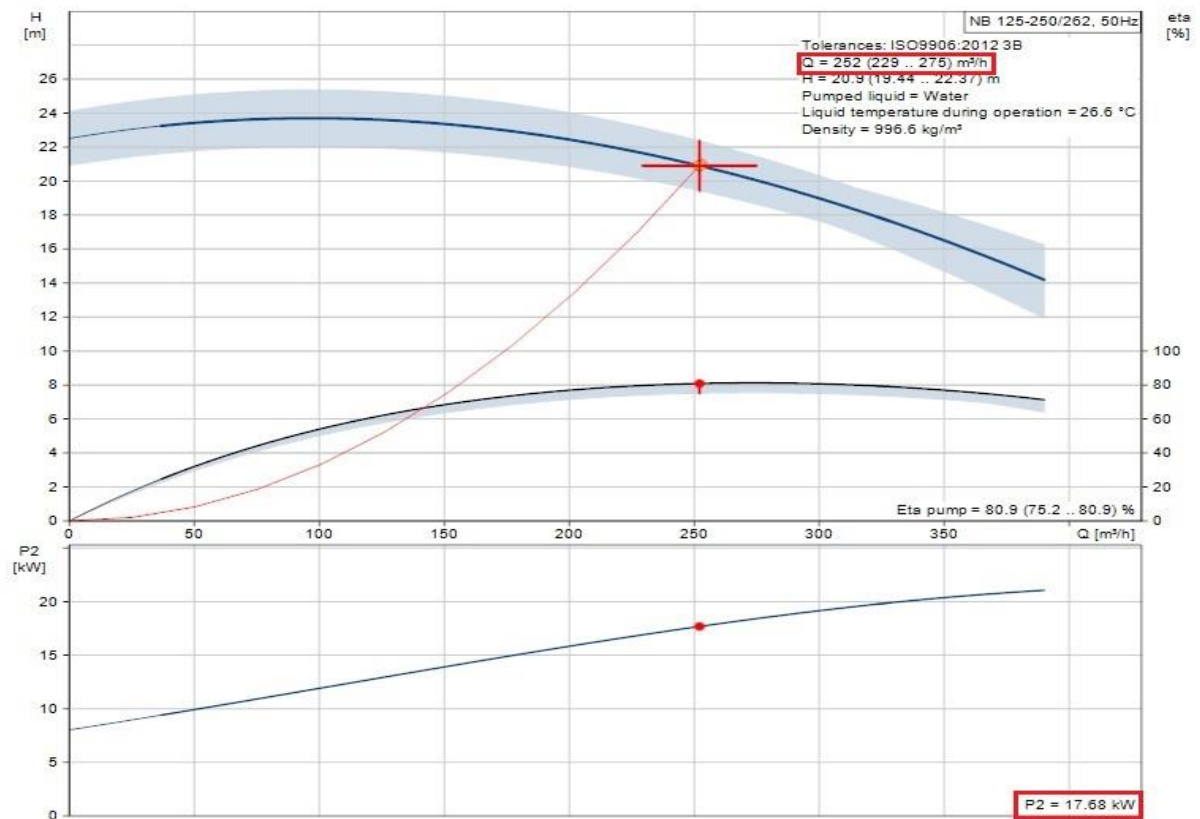


Figura 7.4 - Curva de potência da bomba de água arrefecida [7].

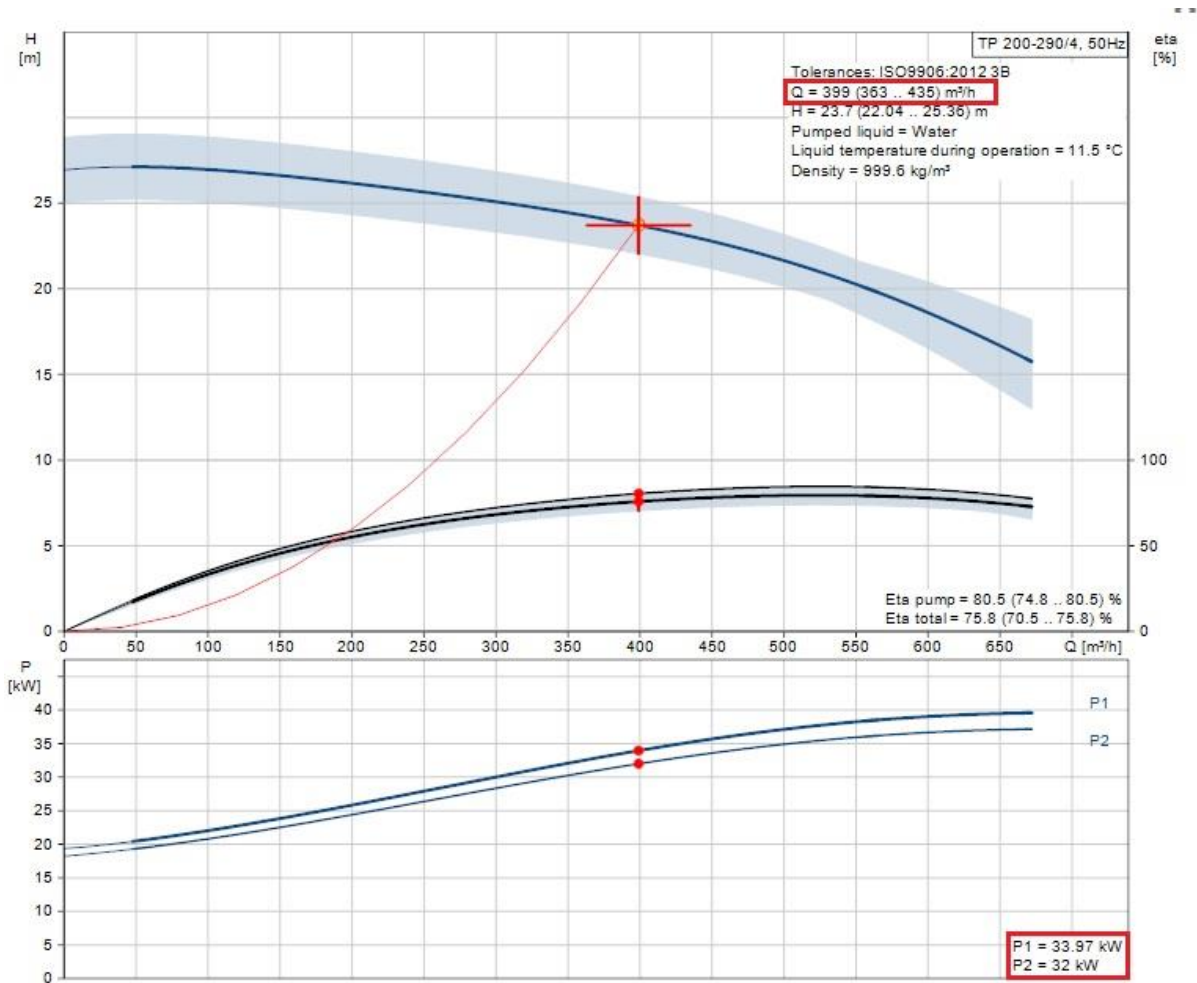


Figura 7.5 - Curva de potência da bomba de água da torre de arrefecimento [8].

Tendo estes caudais em conta e reformulando os cálculos das potências térmicas, Tabela 7.6.

Tabela 7.6 - Potências térmicas para as diferenças de temperaturas verificadas e para os caudais reais.

Designação	Símbolo	Unidades	Água quente	Água arrefecida	Água da torre de arrefecimento
Variação de temperatura	ΔT	°C	8	2,7	4,1
Caudal volúmico	\dot{V}	m³/h	96,4	252	399
Caudal volúmico (SI)	\dot{V}_{SI}	m³/s	0,0268	0,07	0,1108
Calor específico	\bar{c}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	4,198	4,192	4,197
Massa volúmica	ρ	kg/m³	971,55	999,7	994,79
Potência	\dot{Q}	kW	874,4	792,1	1896,7
COP			0,9059		

Fazendo um novo balanço térmico tendo em conta os caudais reais calculados anteriormente:

$$\dot{Q}_{\dot{a}gt} = \dot{Q}_{\dot{a}gq} + \dot{Q}_{\dot{a}garr} \quad (7.16)$$

$$1896,7 \neq 874,4 + 792,1 \quad (7.17)$$

$$1896,7 \neq 1666,5 \quad (7.18)$$

$$1896,7 = 1666,5 + \dot{Q}_g \quad (7.19)$$

$$\dot{Q}_g = 230,2 \text{ kW} \quad (7.20)$$

$$\dot{Q}_g / \dot{Q}_{\dot{a}gt} = \frac{230,2}{1896,7} = 12,12 \% \quad (7.21)$$

Um valor de 12,12% em ganhos pode ser considerado um tanto elevado, porém, ainda aceitável.

Este ganho, como já referido anteriormente, pode estar relacionado com quebras no isolamento, havendo trocas de calor com o ambiente ou com a cristalização do sal brometo de lítio.

A potência térmica retirada à água fria é inferior em 457,9 kW face ao previsto pelo fabricante. Tendo em conta que este processo se trata de um balanço térmico, esta diferença está diretamente relacionada com o facto não se retirar calor suficiente à água quente, pois apesar de se garantir o caudal aproximado ao necessário para o funcionamento previsto, o ΔT que durante a semana da recolha de dados obteve o valor médio de 8 °C, é muito inferior aos necessários 17 °C previstos.

O facto dos caudais de água quente e água fria serem superiores e o caudal da água da torre de arrefecimento ser inferior aos catalogados na Tabela 7.1, também tem influência no funcionamento do refrigerador, no entanto, como se trata de um balanço energético, o erro neste caso acaba por ser amenizado.

Apesar de as potências térmicas serem inferiores aos valores catalogados, o COP é superior, provavelmente por salvaguarda das condições garantidas pelo fabricante.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\dot{a}garr}}{\dot{Q}_{\dot{a}gq}} = 0,91 > 0,76 \quad (7.21)$$

Naturalmente que o facto de o permutador de calor analisado no capítulo 6 estar com uma perda de eficiência bastante elevada tem influência no desempenho do refrigerador, visto que, é por intermédio deste que água quente é aquecida.

Capítulo 8

Análise de custos, kWh de calor

8. Análise de custos, kWh de calor

Num sistema de cogeração é fundamental relacionar o custo de combustível com a geração de energia térmica e energia elétrica. Para tal é necessário conhecer a quantidade de energia térmica produzida.

Já é conhecido o valor da potência térmica cedida pelos gases de escape, 1641,3 kW, mas falta calcular a energia cedida pelo arrefecimento de água de refrigeração do motor, que agora se apresenta na Tabela 8.1.

$$\dot{Q}_{\text{água}_{\text{motor}}} = \dot{m}_{\text{água}_{\text{motor}}} \times c_{p\text{água}_{\text{motor}}} \times \Delta T / 3600 \quad (8.1)$$

Tabela 8.1 - Cálculo da potência térmica da água de refrigeração do motor.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Caudal da água de refrigeração do motor	$\dot{m}_{\text{água}_{\text{motor}}}$	m ³ /h	94
Calor específico da água	$c_{\text{água}_{\text{motor}}}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	4,2
Variação entre as temperaturas de entrada e saída	ΔT	°C	18
Massa volúmica da água	$\rho_{\text{água}_{\text{motor}}}$	kg /m ³	970
Potência térmica da água de refrigeração	$\dot{Q}_{\text{água}_{\text{motor}}}$	kW	1914,8

Assim basta saber o valor da compra de combustível e o peso da produção de cada uma das energias. Estas informações apresentam-se na Tabela 8.2 e na Tabela 8.3 respetivamente.

8.1. Método de cálculo 1.

$$Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / h = \frac{Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / V}{\rho_{\text{comb}}} \times \dot{m}_{\text{comb}} \quad (8.2)$$

Tabela 8.2 - Preço do combustível.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Preço do combustível	$Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / V$	€/m ³ *	0,3
Massa específica do gás natural	ρ_{comb}	kg/m ³ *	0,668
Caudal de combustível	\dot{m}_{comb}	kg/h	722
Preço do combustível por hora	$Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / h$	€/h	324,25
Preço do combustível por kilowatt-hora	$Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / kWh$	€/kWh	0,033667
Potência do combustível	P_{comb}	kW	9631

* a 0 °C e 1 atm

$$Pr_{\zeta_{\text{elet}}} = (Pr_{\zeta_{\text{comb}}} / kWh) \times \eta_{\text{elé}} \quad (8.3)$$

$$Pr_{\zeta calor} = (Pr_{\zeta comb} / kWh) \times \eta_{term} \quad (8.4)$$

Tabela 8.3 - Preço da eletricidade e do calor.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Potência elétrica	$P_{eléctrica}$	kW	4401
Potência térmica	\dot{Q}_{total}	kW	3556,1
Rendimento elétrico	$\eta_{elé}$	—	0,457
Rendimento térmico	η_{term}	—	0,369
Preço do kWh de eletricidade	$Pr_{\zeta elet}$	€/kWh	0,015385
Preço do kWh de energia térmica	$Pr_{\zeta calor}$	€/kWh	0,012431

Como se pode verificar, o gasto no combustível não corresponde ao lucro da soma da geração de energia elétrica e calorífica, uma vez que, o rendimento do sistema é diferente de 100%, pelo que:

$$0,033667 \neq 0,015385 + 0,012431 \quad (8.5)$$

$$0,033667 = 0,015385 + 0,012431 + g_{perdas} \quad (8.6)$$

$$g_{perdas} = 0,005852 \text{ €/kWh} \quad (8.7)$$

Aumentando o rendimento térmico aumenta-se a rentabilização da energia em calor, diminuindo-se assim o gasto em perdas como se pode confirmar na Tabela 8.4.

Tabela 8.4 - Análise de custos.

1	2	3	4	5	6	7	8
kW	kW	-	€/kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh	€/kWh
100	3656,1	0,380	0,012781	0,028165	0,005502	0,000349	0,000349
100	3756,1	0,390	0,013130	0,028515	0,005153	0,000349	0,000699
100	3856,1	0,400	0,013480	0,028864	0,004803	0,000349	0,001049
100	3956,1	0,411	0,013829	0,029214	0,004453	0,000349	0,001398
100	4056,1	0,421	0,014179	0,029564	0,004104	0,000349	0,001748

1. Aumento do aproveitamento (incrementos de 100 kW);
2. Aproveitamento térmico total;
3. Rendimento térmico;
4. Preço do kWh de calor;
5. Preço do kWh (calor + eletricidade);
6. Gastos nas perdas;
7. Reaproveitamento a cada 100 kW;
8. Reaproveitamento total até um máximo de 500 kW.

Fazendo um reaproveitamento de 100 kW e sabendo que o motor trabalha 17 horas /dia e 22 dias /mês, significa rentabilizar os custos do combustível em 1259,2 € por mês como demonstrado abaixo:

$$0,000349 \times 9631 \times 17 \times 22 = 1259,2 \frac{\text{€}}{100 \text{ kW. mês}} \quad (8.8)$$

Fazendo um reaproveitamento de 500 kW, indo ao encontro do aproveitamento térmico máximo previsto pelo fabricante do motor, 4056,1 kW face aos previstos 4074 kW, a rentabilização seria de 6295,8 € por mês como demonstrado abaixo:

$$1259,2 \times 5 = 6295,8 \frac{\text{€}}{500 \text{ kW. mês}} \quad (8.9)$$

Ou

$$0,001748 \times 9631 \times 17 \times 22 = 6295,8 \frac{\text{€}}{500 \text{ kW mês}} \quad (8.10)$$

Contudo esta análise não é viável do ponto de vista da avaliação de custos, uma vez que, está a associar-se um custo a uma energia não aproveitada, as perdas. Portanto, considerando que todo o investimento em combustível é transformado em energia elétrica e térmica os resultados são então os que se apresentam na Tabela 8.5, Tabela 8.6 e Tabela 8.7.

8.2. Método de cálculo 2.

$$\Delta Pr_{\zeta_{energ_{kWh}}} = \frac{Pr_{\zeta_{comb}} / h}{P_{elétrica} + \dot{Q}_{total}} \quad (8.11)$$

Tabela 8.5 - Custos para utilização total do combustível método 2.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Preço do combustível por hora	$Pr_{\zeta_{comb}} / h$	€/h	324,25
Preço da produção de energia elétrica + térmica por kilowatt-hora	$\Delta Pr_{\zeta_{energ}} / kWh$	€/kWh	0,040778

Tabela 8.6 - Novo rendimento térmico e fator de utilização de energia.

Reaproveitamento	Rendimento	Fator de utilização de energia
kW	η_{term}	FUE
0	0,369	0,826
100	0,380	0,836
200	0,390	0,846
300	0,400	0,857
400	0,411	0,867
500	0,421	0,878

$$\Delta Pr_{\zeta_{energ_{kWh}}} = \frac{Pr_{\zeta_{comb}} / h}{P_{elétrica} + \dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{reaproveitamento}} \quad (8.12)$$

$$\Delta Pr_{\zeta_{energ_h}} = \Delta Pr_{\zeta_{energ_{kWh}}} \times (P_{elétrica} + \dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{reaproveitamento}) \quad (8.13)$$

$$\Delta Pr_{\zeta_{energ_{mês}}} = \Delta Pr_{\zeta_{energ_h}} \times 17 \times 22 \quad (8.14)$$

Tabela 8.7 - Reaproveitamento para diferentes valores de potência térmica e respetivos custos, método 2.

Reaproveitamento	Preço da produção de energia elétrica + térmica por kWh	Diferença nos custos de produção por kWh	Diferença nos custos de produção por hora	Diferença nos custos de produção por mês
$\dot{Q}_{reaproveitamento}$	$Pr_{\zeta_{energ}}/kWh$	$\Delta Pr_{\zeta_{energ}}/kWh$	$\Delta Pr_{\zeta_{energ}}/h$	$\Delta Pr_{\zeta_{energ}}/mês$
kW	€/kWh	Δ€/kWh	Δ€/h	Δ€/mês
0	0,040778	—	—	—
100	0,040272	0,000506	4,078	1525,1
200	0,039778	0,001001	8,156	3050,2
300	0,039296	0,001483	12,234	4575,3
400	0,038825	0,001953	16,311	6100,4
500	0,038366	0,002412	20,389	7625,6

Os custos associados à geração de eletricidade e calor mantêm-se, no entanto aumentando o rendimento térmico reduz-se o custo da geração de calor por kWh, pois para a mesma quantidade de combustível produz-se mais energia térmica, rentabilizando-se o mais possível o investimento em combustível.

É possível calcular estes reaproveitamentos de outra forma, confirmando os valores acima mencionados, como demonstrado na Tabela 8.8 e Tabela 8.9:

8.3. Método de cálculo 3.

$$Pr_{\zeta_{calor}} /mês = \frac{Pr_{\zeta_{comb}} /mês \times \eta_{term}}{FUE} \quad (8.15)$$

Tabela 8.8 - Custos para utilização total do combustível método 3.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Preço do combustível por mês	$Pr_{\zeta_{comb}} /mês$	€/mês	121270,1
Preço da produção de energia térmica por mês	$Pr_{\zeta_{calor}} /mês$	€/mês	54196,2

$$Pr_{\zeta_{calor}} /kW.mês = \frac{Pr_{\zeta_{calor}} /mês}{\dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{reaproveitamento}} \quad (8.16)$$

$$\Delta Pr_{\zeta_{calor}} /mês = \Delta Pr_{\zeta_{calor}} /kW.mês \times (\dot{Q}_{total} + \dot{Q}_{reaproveitamento}) \quad (8.17)$$

Tabela 8.9 - Reaproveitamento para diferentes valores de potência térmica e respetivos custos, método 3.

Reaproveitamento	Preço da produção de energia térmica por kW e por mês	Diferença nos custos de produção de calor por kWh e por mês	Diferença nos custos de produção por mês
$\dot{Q}_{reaproveitamento}$	$Pr_{\zeta calor} / kW.mês$	$\Delta Pr_{\zeta calor} / kW.mês$	$\Delta Pr_{\zeta calor} / mês$
kW	€/kW.mês	Δ€/kW.mês	Δ€/mês
0	15,26	—	—
100	14,85	0,418	1525,1
200	14,45	0,814	3050,2
300	14,07	1,189	4575,3
400	13,72	1,546	6100,4
500	13,38	1,884	7625,6

Comparando o primeiro método com o segundo e o terceiro, é possível verificar que nos dois últimos os valores da rentabilização são maiores porque a influência da alteração do rendimento térmico passou a ter efeito na totalidade do custo da energia de entrada, o combustível.

Soluções para o aumento do rendimento térmico

Nos capítulos que se seguem, capítulos 9, 10 e 11 são propostas e debatidas três soluções que favorecem o aumento do aproveitamento térmico da instalação:

1. Isolamento térmico do permutador de calor do motor;
2. Aproveitamento da água da purga da caldeira;
3. Aproveitamento dos gases de escape da caldeira de recuperação.

Capítulo 9

Primeira solução para o aumento do rendimento térmico

-Isolamento térmico do permutador de calor do motor

9. Isolamento térmico do permutador de calor do motor

Com o fim de minimizar as perdas de calor ao máximo, garantindo o máximo rendimento térmico, vai ser analisada a hipótese de isolar termicamente o permutador de calor do motor.

Para saber a influência do isolamento é necessário calcular as perdas de calor sem isolamento e com isolamento. Sabendo as dimensões do permutador de calor como estão descritas na Figura 9.1 e na Tabela 9.1, é possível obter a potência térmica cedida ao ambiente pelo permutador de calor a qual está calculada na Tabela 9.2, na Tabela 9.3 e na Tabela 9.4.

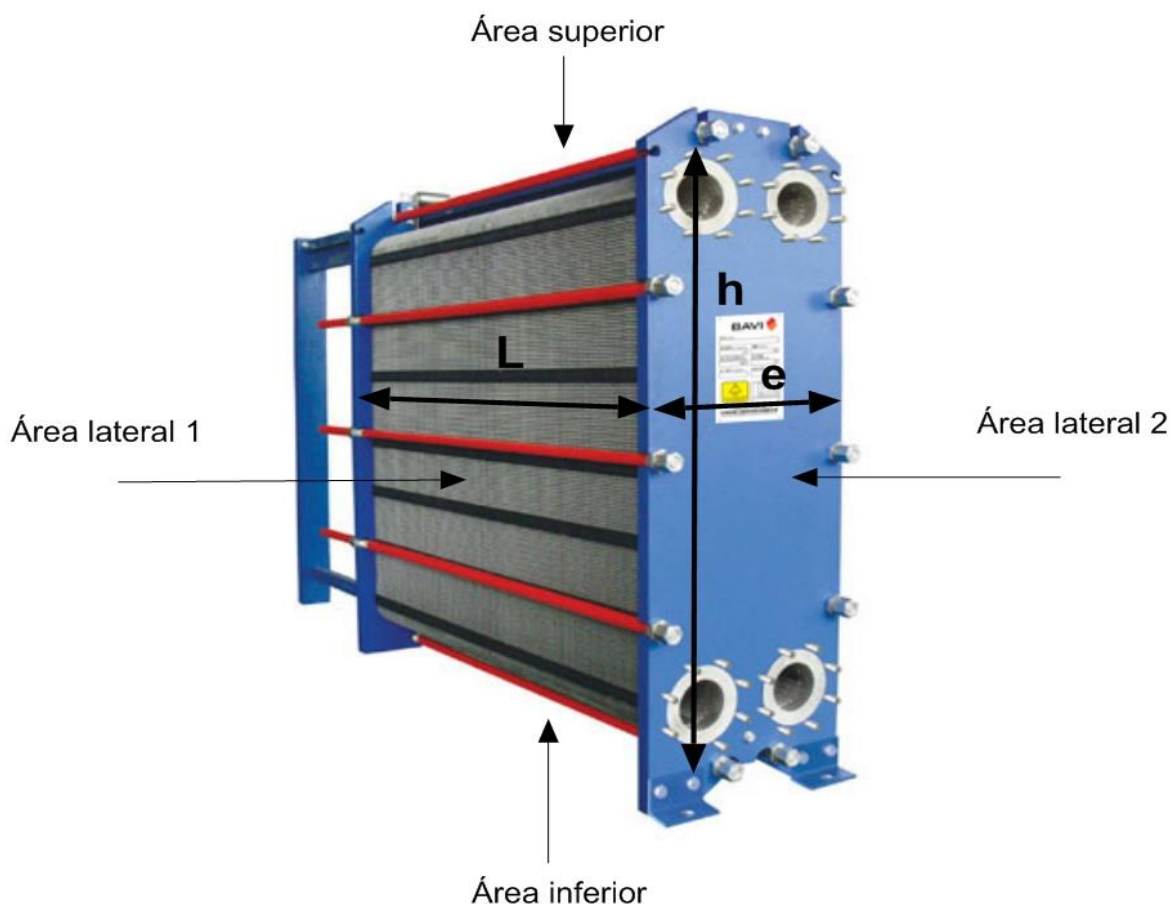


Figura 9.1 - Permutador de calor de placas [9].

As perdas térmicas são calculadas separadamente consoante as orientações das superfícies, se horizontais ou se verticais.

Tabela 9.1 - Dimensões do permutador de calor.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Altura	h	m	1,813
Largura	e	m	0,578
Comprimento	L	m	0,871
Área total da superfície do permutador de calor de placas	A	m ²	6,26

9.1. Cálculo das perdas de calor sem isolamento

Dado tratar-se de um escoamento natural, foram aplicadas as seguintes equações:

$$Ra_L = \frac{g \times \beta \times (T_{AL} - T_{amb}) \times Lc^3 \times Pr}{\nu^2} \quad (9.1)$$

$$Nu_L = \frac{\alpha_{cv} \times h}{k} \quad (9.2)$$

$$q_{CV} = \frac{\dot{Q}_{CV}}{A} = \frac{T_{PC} - T_{amb}}{\frac{1}{\alpha_{cv}}} \quad (9.3)$$

$$q_{RD} = \frac{\dot{Q}_{RD}}{A} = \epsilon_{AL} \times \sigma \times (T_{AL}^4 - T_{amb}^4) \quad (9.4)$$

$$A_{l1} = L \times h \quad (9.5)$$

$$A_{l2} = e \times h \quad (9.6)$$

$$A_{inf} = A_{sup} = e \times L \quad (9.7)$$

Tabela 9.2 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície lateral 1 e 2.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s ²	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K ⁻¹	$2,83 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Comprimento característico	Lc	m	1,813
Número de Prandtl	Pr	—	0,708
Viscosidade cinemática	ν	m ² /s	$2,09 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	W/(m. K)	0,0299
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$1,47 \times 10^{10}$
Número de Nusselt	Nu_L	—	244,84
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	W/(m ² . K)	4,04
Fluxo de calor por convecção	q_{CV}	W/m ²	222,1
Emissividade do aço inoxidável	$\epsilon_{Aço}$	—	0,16
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	W/(m ² . K ⁴)	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m ²	69,3
Fluxo de calor	$q_{CV} + q_{RD}$	W/m ²	291,4
Soma do calor por convecção e radiação	$\dot{Q}_{CV} + \dot{Q}_{RD}$	W	1531,1

Tabela 9.3 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície superior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s^2	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K^{-1}	$2,83 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Comprimento característico	$Lc = A/P$	m	0,174
Número de Prandtl	Pr	—	0,708
Viscosidade cinemática	ν	m^2/s	$2,09 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,0299
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$1,29 \times 10^7$
Número de Nusselt	Nu_L	—	32,37
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	5,57
Fluxo de calor por convecção	q_{CV}	W/m^2	306,4
Emissividade do aço inoxidável	$\epsilon_{Aço}$	—	0,16
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m^2	69,3
Fluxo de calor	$q_{CV} + q_{RD}$	W/m^2	375,8
Soma do calor por convecção e radiação	$\dot{Q}_{CV} + \dot{Q}_{RD}$	W	189,2

Tabela 9.4 - Cálculo das trocas de calor por convecção e radiação na superfície inferior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s^2	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K^{-1}	$2,83 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Comprimento característico	$L_c = A/P$	m	0,174
Número de Prandtl	Pr	—	0,708
Viscosidade cinemática	ν	m^2/s	$2,09 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,0299
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$1,29 \times 10^7$
Número de Nusselt	Nu_L	—	13,75
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	2,37
Fluxo de calor por convecção e condução	q_{cv}	W/m^2	130,1
Emissividade do aço inoxidável	$\epsilon_{Aço}$	—	0,16
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m^2	69,3
Fluxo de calor	$q_{cv} + q_{RD}$	W/m^2	199,5
Soma do calor por convecção e radiação	$\dot{Q}_{cv} + \dot{Q}_{RD}$	W	100,41

O calor perdido pelo permutador de calor sem isolamento é:

$$\dot{Q}_{Total_{s/iso}} = 1820,65 \text{ W} \quad (9.8)$$

9.2. Cálculo das perdas de calor com isolamento

Com o objetivo de se calcular o isolamento necessário para o permutador e ter por base alguns resultados, recorreu-se a uma ferramenta disponibilizada por um fabricante de isolamentos, na qual com os dados de entrada, temperatura de funcionamento e área da superfície, esta referida ferramenta permite saber qual a espessura e o material aconselhados. Os resultados estão presentes na Figura 9.2, onde se pode ver o fluxo de energia e a potência térmica por unidade de comprimento tanto com como sem isolamento. Na ferramenta fez-se a aproximação a um tanque de água quente pelo cálculo do diâmetro hidráulico do permutador, como tal, os resultados serão aproximados e passíveis de erros.

INSULATION SYSTEM				
Insulation	s [mm]	lambda [W/mK]	theta_si [°C]	theta_se [°C]
ProRox MA 520 ALU	120	0,0500	95,0	46,3
ProRox MA 520 ALU	30	0,0445	46,3	32,6
RESULTS				
Insulation thickness		150	mm	
Total area for following calculation results		3,93	m²	
PERSONNEL PROTECTION				
Ambient temperature for personal protection		25,0	°C	
Wind speed for surface temperature calculations		0,00	m/s	
Surface Temperature (theta_se)		32,6	°C	
HEAT LOSS / COOLING / ENERGY SAVINGS				
Ambient temperature for heat loss		25,0	°C	
Wind speed for heat loss calculations		0,00	m/s	
Heat loss uninsulated object		1 158,4	W/m	
Heat loss insulated object		46,1	W/m	
Heat loss insulated object (q)		23,3	W/m²	
Total heat loss of the insulated object (Q)		905	kWh/a	
VESSEL ELEMENTS				
Heat loss of the cylinder		17,2	W/m²	
Surface temperature of the cylinder		31,6	°C	
Heat loss of the roof or vertical ending		23,3	W/m²	
Surface temperature of the roof or vertical ending		32,6	°C	
Heat loss of the bottom or vertical ending		23,3	W/m²	
Surface temperature of the bottom or vertical ending		32,6	°C	

Figura 9.2 - Ferramenta de cálculo da espessura do isolamento [10].

Procedendo à verificação destes valores, usando a espessura proposta de 0,150 m de lã de rocha com uma folha de alumínio, os restantes valores relativos às especificações do isolamento e as dimensões do permutador de calor, obtém-se a sequência de cálculos resultantes das equações 9.9 a 9.15 e os resultados conforme mostram a Figura 9.3, a Tabela 9.1, a Tabela 9.5, a Tabela 9.6, a Tabela 9.7 e a Tabela 9.8.

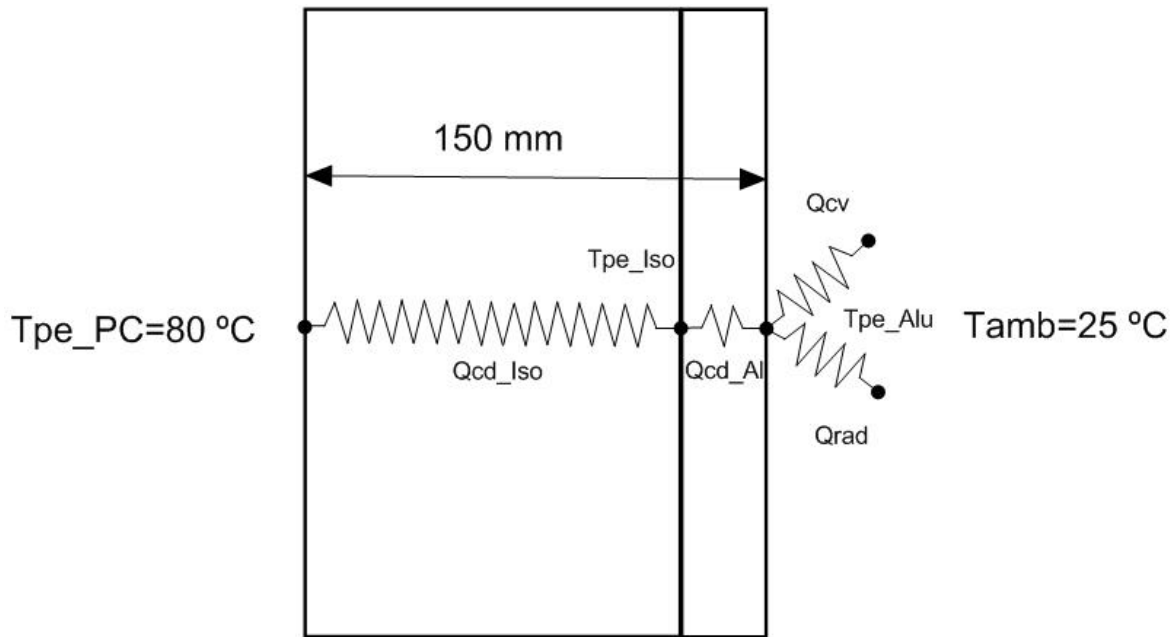


Figura 9.3 - Esquema a duas dimensões do isolamento.

Tabela 9.5 - Especificações do isolamento.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Espessura do isolamento	esp_{iso}	m	0,149
Espessura da folha de alumínio	esp_{Al}	m	0,001
Condutibilidade do isolamento	k_{iso}	W /m. K	0,05
Condutibilidade do alumínio	k_{Al}	W /m. K	204

$$Ra_L = \frac{g \times \beta \times (T_{AL} - T_{amb}) \times Lc^3 \times Pr}{v^2} \quad (9.9)$$

$$Nu_L = \frac{\alpha_{cv} \times h}{k} \quad (9.10)$$

$$q_{CV+CD} = \frac{\dot{Q}_{CV+CD}}{A} = \frac{T_{PC} - T_{amb}}{\frac{esp_{iso}}{k_{iso}} + \frac{esp_{Al}}{k_{Al}} + \frac{1}{\alpha_{cv}}} \quad (9.11)$$

$$q_{RD} = \frac{\dot{Q}_{RD}}{A} = 3_{AL} \times \sigma \times (T_{AL}^4 - T_{amb}^4) \quad (9.12)$$

$$A_{l1} = L \times h \quad (9.13)$$

$$A_{l2} = e \times h \quad (9.14)$$

$$A_{inf} = A_{sup} = e \times L \quad (9.15)$$

Tabela 9.6 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície lateral 1 e 2.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s^2	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K^{-1}	$3,34 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Temperatura da folha de alumínio (arbitrada)	T_{AL}	K	305
Comprimento característico	L_c	m	1,813
Número de Prandtl	Pr	—	0,712
Viscosidade cinemática	ν	m^2/s	$1,59 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,0263
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$3,84 \times 10^9$
Número de Nusselt	Nu_L	—	146,9
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	2,13
Fluxo de calor por convecção e condução	q_{CV+CD}	W/m^2	15,95
Emissividade do alumínio	ϵ_{AL}	—	0,04
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m^2	1,86
Fluxo de calor	$q_{CV+CD} + q_{RD}$	W/m^2	17,81
Soma do calor por convecção, condução e radiação	$\dot{Q}_{CV+CD} + \dot{Q}_{RD}$	W	93,58

Confirmando a temperatura da folha de alumínio.

$$\frac{q_{CV+CD}}{\alpha_{cv}} + T_{amb} = T_{AL} \quad (9.16)$$

$$T_{AL} = 305,48 \text{ K} \quad (9.17)$$

Tabela 9.7 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície superior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s^2	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K^{-1}	$3,32 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Temperatura da folha de alumínio (arbitrada)	T_{AL}	K	303
Comprimento característico	$L_c = A/P$	m	0,174
Número de Prandtl	Pr	—	0,712
Viscosidade cinemática	ν	m^2/s	$1,604 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,0264
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$2,36 \times 10^6$
Número de Nusselt	Nu_L	—	21,17
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	3,22
Fluxo de calor por convecção e condução	q_{CV+CD}	W/m^2	16,71
Emissividade do alumínio	ϵ_{AL}	—	0,04
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m^2	1,23
Fluxo de calor	$q_{CV+CD} + q_{RD}$	W/m^2	17,94
Soma do calor por convecção, condução e radiação	$\dot{Q}_{CV+CD} + \dot{Q}_{RD}$	W	9,03

Confirmando a temperatura da folha de alumínio.

$$\frac{q_{CV+CD}}{\alpha_{cv}} + T_{amb} = T_{AL} \quad (9.18)$$

$$T_{AL} = 303,2 \text{ K} \quad (9.19)$$

Tabela 9.8 - Cálculo das trocas de calor por condução, convecção e radiação na superfície inferior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Aceleração gravítica	g	m/s^2	9,8
Coefficiente de expansão térmica	β	K^{-1}	$3,33 \times 10^{-3}$
Temperatura da parede exterior do PC	T_{PC}	K	353
Temperatura ambiente	T_{amb}	K	298
Temperatura da folha de alumínio (arbitrada)	T_{AL}	K	307
Comprimento característico	$L_c = A/P$	m	0,174
Número de Prandtl	Pr	—	0,712
Viscosidade cinemática	ν	m^2/s	$1,65 \times 10^{-5}$
Condutibilidade do ar	k	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	0,0268
Número de Rayleigh	Ra_L	—	$3,94 \times 10^6$
Número de Nusselt	Nu_L	—	10,8
Coefficiente de transferência de calor	α_{cv}	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	1,67
Fluxo de calor por convecção e condução	q_{CV+CD}	W/m^2	15,37
Emissividade do alumínio	ϵ_{AL}	—	0,04
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	$5,67 \times 10^{-8}$
Fluxo de calor por radiação	q_{RD}	W/m^2	2,26
Fluxo de calor	$q_{CV+CD} + q_{RD}$	W/m^2	17,63
Soma do calor por convecção, condução e radiação	$\dot{Q}_{CV+CD} + \dot{Q}_{RD}$	W	8,87

Confirmando a temperatura da folha de alumínio.

$$\frac{q_{CV+CD}}{\alpha_{cv}} + T_{amb} = T_{AL} \quad (9.20)$$

$$T_{AL} = 307,2 \text{ K} \quad (9.21)$$

O calor perdido pelo permutador de calor com isolamento é:

$$\dot{Q}_{Totalc/iso} = 111,49 \text{ W} \quad (9.22)$$

9.3. Análise de resultados

A diferença entre o permutador de calor estar ou não isolado com lã de rocha e folha de alumínio com uma espessura total de 0,150 m é:

$$1820,65 - 111,49 = 1709,16 \text{ W} \quad (9.23)$$

Pelos cálculos do custo da geração de calor vistos no Capítulo 8, esta alteração representa 26,1 € /mês ou 312,8 € /ano de rentabilização de custos associados ao combustível da instalação de cogeração.

Dependendo do custo do isolamento, esta solução pode ser ou não viável a longo prazo, no entanto, há fatores aos quais não estão associados custos, como por exemplo, o conforto na zona onde se encontra o permutador, que podem complementar o interesse desta solução. É importante referir que esta solução não acarreta custos de manutenção significativos.

Capítulo 10

Segunda solução para o aumento do rendimento térmico

-Aproveitamento da água da purga da caldeira

10. Permutador de calor para o aproveitamento da água da purga da caldeira de recuperação

A caldeira de recuperação produz vapor à temperatura de 177 °C, pelo que os seus condensados e respetivas purgas, separados no barrilete, se encontram à mesma temperatura. Existe, portanto, a hipótese de se arrefecer a água purgada antes de a dispensar, arrefecendo até a uma temperatura que seja conveniente, e recuperando assim esta energia térmica que atualmente está a ser rejeitada para o ambiente.

10.1. Dimensionamento do permutador da purga

É necessário conhecer o caudal de água que está constantemente a ser purgado, menosprezando para efeitos de cálculo, o caudal das purgas a fundo que é feito duas vezes por dia.

Para medir o dito caudal seria necessário contabilizar a quantidade de água que sai das purgas durante um determinado tempo, porém, como esta tarefa não é viável do ponto de visto prático e da construção das linhas de purga, assumiu-se que o que entra no sistema é igual ao que dele sai, e, portanto, que não existem fugas nos sistemas associados à caldeira.

Feitas duas medições num dia típico de utilização, segundo a Figura 10.1 e a Figura 10.2 é possível verificar que o consumo de água pela caldeira foi de 19162 litros em 458 minutos, pelo que o caudal de água e alimentação da purga é de 0,653 kg /s, conforme a Tabela 10.1.

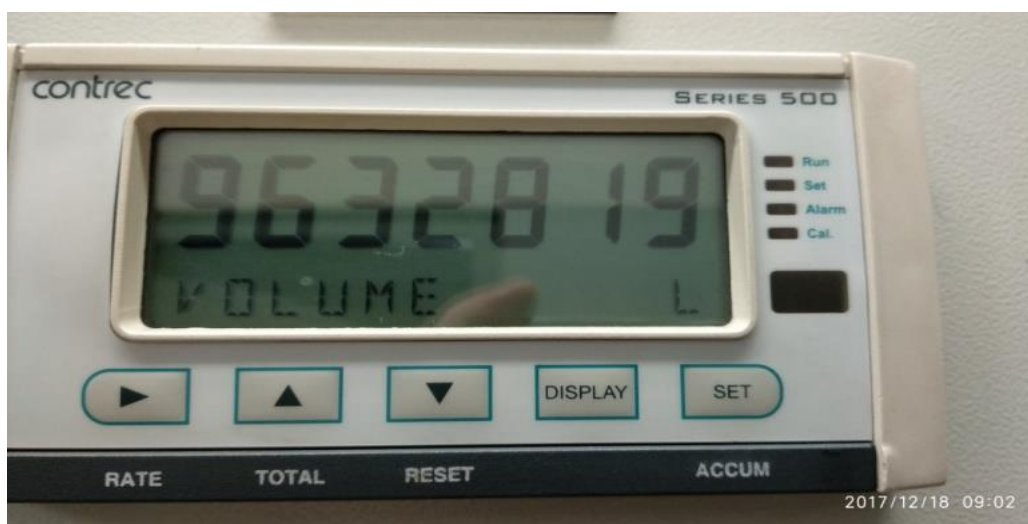


Figura 10.1 - Contador de água de alimentação da caldeira de recuperação às 9:02.



Figura 10.2 - Contador de água de alimentação da caldeira de recuperação às 16:40.

$$\dot{Q}_{purgas} = \dot{m}_{purgas} \times c_{purgas} \times \Delta T \quad (10.1)$$

Tabela 10.1 - Potência para um arrefecimento de 180 °C a 90 °C.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Caudal de água das purgas	\dot{m}_{purgas}	kg /s	0,653
Calor específico da água das purgas	c_{purgas}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg. K}}$	4,29
Temperatura inicial	T_i	°C	177
Temperatura final	T_f	°C	105
Potência	\dot{Q}_{gases}	kW	201,2

No entanto, a potência máxima da permuta de calor terá outro valor, uma vez que, na troca de calor ideal entre dois fluidos, o fluido quente é arrefecido até à temperatura inicial ou temperatura de entrada do fluido frio, o que neste caso representará uma diferença pouco acentuada, pois a temperatura de saída do lado quente e de entrada do lado frio são relativamente próximas. Conhecendo todos os dados relativos ao lado quente do permutador, o caudal e temperatura de entrada do lado frio, é possível calcular a eficiência do permutador de calor, e com esta, a potência da permuta e a temperatura de saída do lado frio. O caudal total que se pretende aquecer, lado frio, tem o valor aproximado de 26 kg /s, todavia, com o fim de otimizar o permutador e permitir uma construção mais compacta e viável ao nível do investimento, assumiu-se uma divisão deste caudal, sendo que, apenas 2 kg /s entram no permutador de calor, misturando-se mais tarde com o restante caudal. Os cálculos estão presentes na Tabela 10.2. Para este permutador foram considerados fluxos cruzados, com o lado quente misturado, e tubos não alhetados.

$$C_q = \dot{m}_{purgas} \times c_{purgas} = C_{min} \quad (10.2)$$

$$\varepsilon = \frac{C_q \times (T_{qe} - T_{qs})}{C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})} \quad (10.3)$$

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon \quad (10.4)$$

$$\dot{Q}_{PC} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe}) \quad (10.5)$$

$$C_f = \dot{m}_{\acute{a}gua} \times c_{\acute{a}gua} = C_{max} \quad (10.6)$$

$$NTU = -(1 + C^{*2})^{-\frac{1}{2}} \ln \left(\frac{E - 1}{E + 1} \right) \quad (10.7)$$

$$E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 + C^*)}{(1 + C^{*2})^{-\frac{1}{2}}} \quad (10.8)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (10.9)$$

$$T_{fs} = \frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})}{C_f} + T_{fe} \quad (10.10)$$

Tabela 10.2 - Cálculo do NTU e do C^* .

Designação	Unidades	Lado quente		Lado frio	
		Símbolo	Valores	Símbolo	Valores
Temperatura de entrada	°C	T_{qe}	177	T_{fe}	85,8
Temperatura de saída	°C	T_{qs}	105	T_{fs}	110,72
Variação de temperatura	°C	ΔT_q	75	ΔT_f	24,92
Temperatura média	°C	T_{medq}	142,5	T_{medf}	98,3
Calor específico	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	c_{purgas}	4,277	$c_{\text{água}}$	4,245
Caudal	kg /s	\dot{m}_{purgas}	0,653	$\dot{m}_{\text{água}}$	2
Capacidade térmica	$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{s}}$	C_q	2,79	C_f	8,41
Designação	Unidades	Símbolo	Valores		
Eficiência	—	ε	0,789		
Razão entre as capacidades térmicas	—	C^*	0,332		
NTU para lado quente misturado e frio não misturado	—	NTU	2,59		
Potência máxima	kW	\dot{Q}_{max}	254,9		
Potência do permutador	kW	\dot{Q}_{PC}	201,2		

A elevação da temperatura da água na junção dos dois caudais é igual a:

$$T_{final} = \frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{total \text{ água}}} \times T_{fs} + \frac{\dot{m}_{total \text{ água}} - \dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{total \text{ água}}} \times T_{fe} = 87,72 \text{ °C} \quad (10.11)$$

$$\Delta T_{final} = 1,84 \text{ °C} \quad (10.12)$$

Na Figura 10.3 é possível verificar o fator de correção para este permutador. Na Figura 10.4 o fator de correção é obtido por meio de outra fonte bibliográfica.

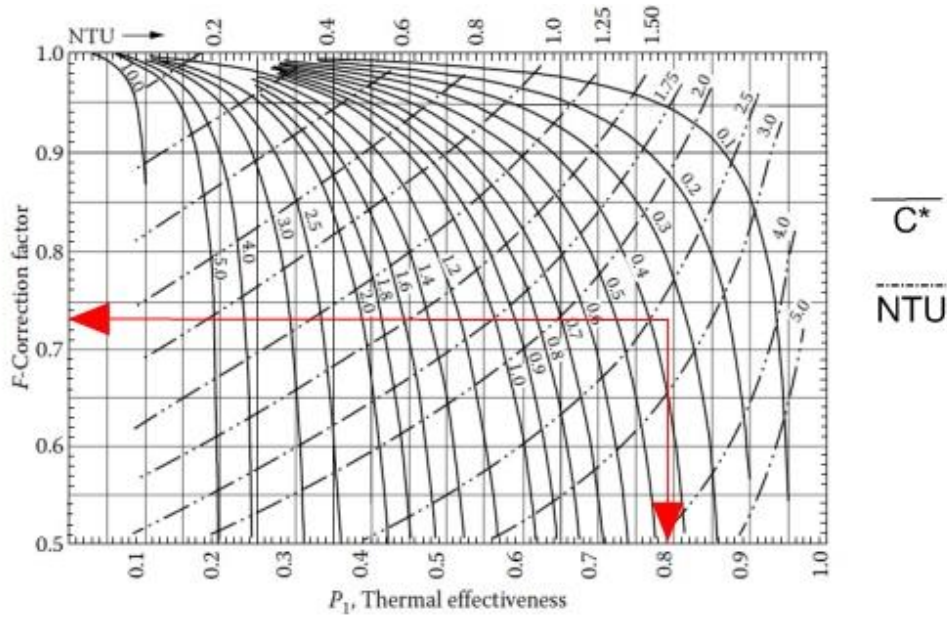


Figura 10.3 – Fator de correção [11].

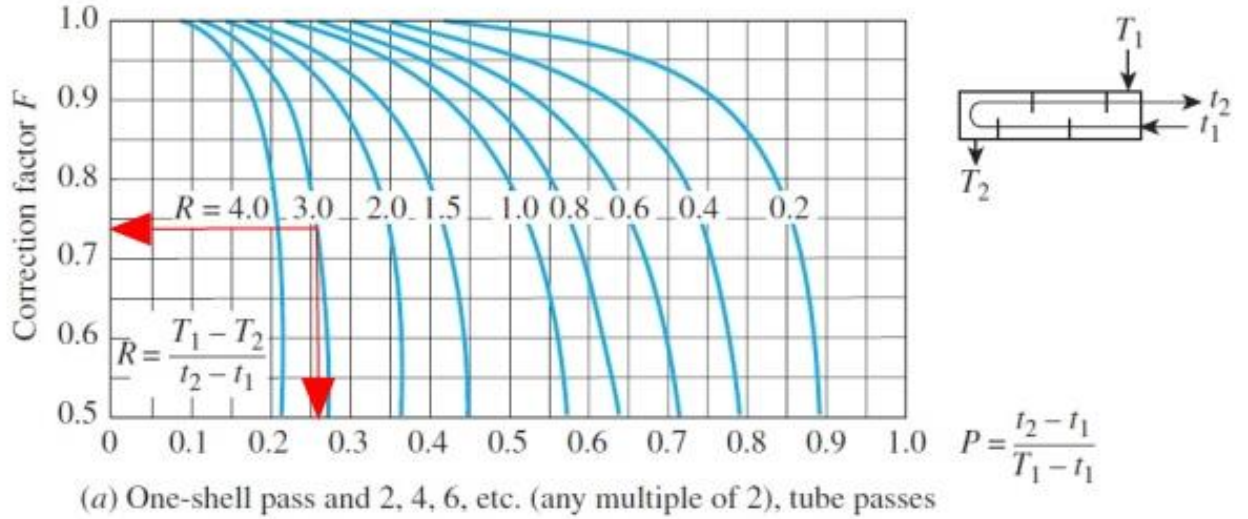


Figura 10.4 - Fator de correção [12].

Reúnem-se assim os elementos necessários para o cálculo do dimensionamento térmico do permutador, onde é necessário determinar a área da transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor global e a diferença de temperatura média logarítmica, sendo que:

$$\dot{Q}_{PC} = U \times A \times Fc \times \Delta T_m \quad (10.13)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_q - \Delta T_f}{\ln \left(\frac{\Delta T_q}{\Delta T_f} \right)} \quad (10.14)$$

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{U_e \times A_e} = \frac{1}{U_i \times A_i} \quad (10.15)$$

$$\frac{1}{U_e \times A_e} = \frac{1}{\alpha_i \times A_i} + \frac{1}{\alpha_e \times A_e} + \frac{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{R_{suj_e}}{A_e} + \frac{R_{suj_i}}{A_i} \quad (10.16)$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i} \times \frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_e}{r_i} \times R_{suji} + \frac{r_e \times \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{k} + R_{suje} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (10.17)$$

Uma vez que se trata de um processo iterativo, numa primeira análise, arbitram-se valores para os coeficientes de transferência de calor interior e exterior, Tabela 10.3. É necessário arbitrar as dimensões dos tubos, pelo que, foram considerados tubos de meia polegada de diâmetro de aço ao carbono com 1,5 m de comprimento e com duas passagens de tubos. Foi considerado um permutador de carcaça e tubo, esquematizado na Figura 10.5, facilitando a sua manutenção dada a elevada hipótese de acumulação de impurezas.

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{Q}_f = \dot{Q}_q = \varepsilon \times \dot{Q}_{max} = 201,2 \text{ kW} \quad (10.18)$$

$$\dot{Q}_{PC} = U \times \Delta T_m \times \pi \times D \times L \times Pass \times N_{tubos} \quad (10.19)$$

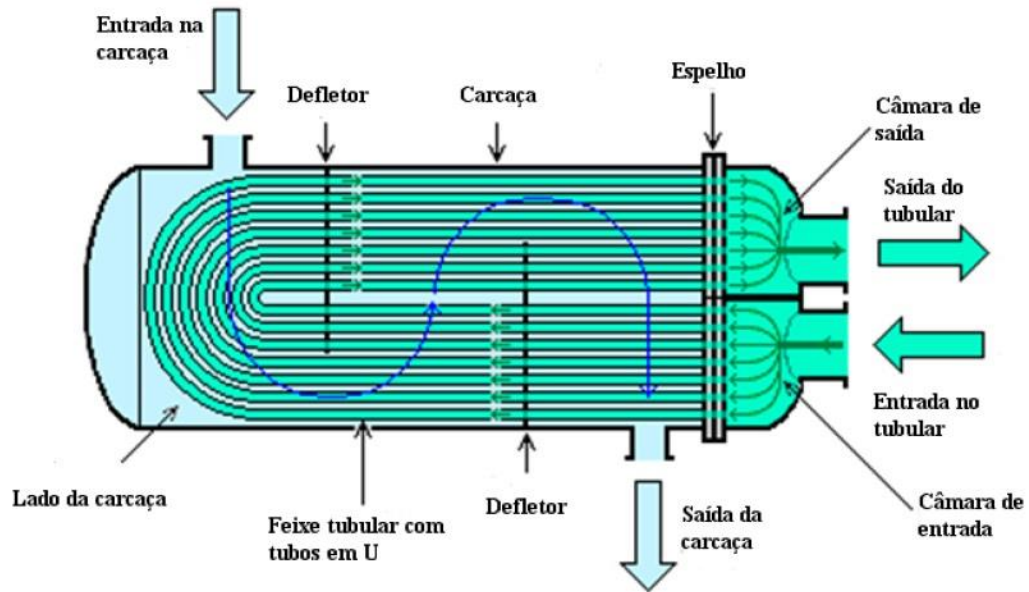


Figura 10.5 - Esquema de um permutador de carcaça e tubo em U [13].

10.1.1. Iteração 0

Tabela 10.3 - Coeficiente global de TC iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior arbitrado	$\alpha_{i\,arb}$	W / (m ² . K)	3000
Coeficiente de convecção exterior arbitrado	$\alpha_{e\,arb}$	W / (m ² . K)	3000
Sujamento do lado da purga [14]	R_{suj_e}	m ² . K / W	0,00035
Sujamento do lado da água [14]	R_{suj_i}	m ² . K / W	0,00018
Diâmetro interior	D_e	m	0,0213
Diâmetro exterior	D_i	m	0,0173
Condutividade do aço	$k_{aço}$	W / (m. K)	45
Comprimento de cada tubo	L	M	1,5
Número de passagens	$Pass$	—	2
Fator de correção	Fc	—	0,74
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	736.2
Número de tubos	N_{tubos}	—	42.2 ≈ 43

Com o número de tubos é agora possível calcular os valores reais para os coeficientes de transferência de calor, ver Tabela 10.4.

Para determinar o valor de U real, é necessário conhecer as características dos escoamentos tanto do lado quente como do lado frio

Para o escoamento interior, dado que se trata de um regime turbulento com o valor de Reynolds superior a 10000, foi usada a correlação da equação 10.22.

$$v_{água} = \frac{4 \times \dot{m}_{água}}{\pi \times D_i \times \rho_{água} \times N_{tubos}} \quad (10.20)$$

$$Re_{D_i} = \frac{v_{água} \times D_i}{\nu_{água}} \quad (10.21)$$

$$Nu_i = 0,023 \times Re_{D_i}^{0,8} \times Pr_i^{0,4} \quad (10.22)$$

$$\alpha_i = \frac{Nu_i}{D_i} \times k_{água} \quad (10.23)$$

Tabela 10.4 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade da água	$v_{\text{água}}$	m /s	0,206
Viscosidade cinemática da água	$\nu_{\text{água}}$	m ² /s	$2,507 \times 10^{-7}$
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$12,06 \times 10^3$
Nusselt para o escoamento interior	Nu_i	—	53,4
Condutibilidade da água	$k_{\text{água}}$	W / (m. K)	0,681
Coeficiente de convecção da água	α_i	W / (m ² . K)	2095,6

Os gases fluem em torno dos tubos de água segundo a configuração apresentada na Figura 10.6.

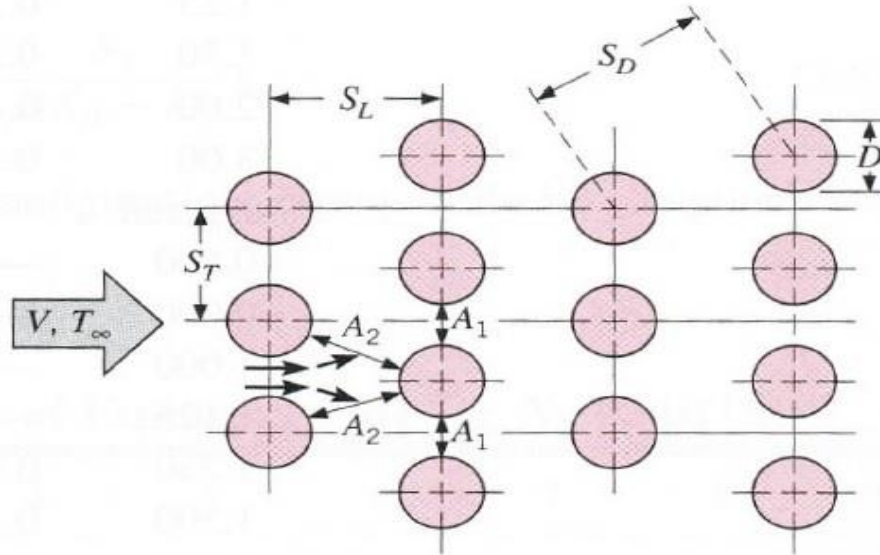


Figura 10.6 - Configuração de feixe de tubos alternados [15].

Considera-se que o escoamento exterior é em torno de feixes de tubos para um número de feixes inferior a 20 e sabe-se que a velocidade máxima do escoamento é função do número de tubos, do número de passes de tubos e da relação entre a área total dos tubos e a área da carcaça, ver Tabela 10.5 e Tabela 10.6.

$$A_{TC} = Pass \times N_{tubos} \times L \times \pi \times D_e \quad (10.24)$$

$$A_{tubos} = Pass \times N_{tubos} \times \pi \times \frac{D_e^2}{4} \quad (10.25)$$

$$D_c = C_a \times \sqrt{\frac{C_L}{2,5} \times \frac{A_{TC}}{L \times Pass} \times P_T^2 \times D_e} \quad (10.26)$$

$$A_{carcaça} = \frac{\pi \times D_{ci}^2}{4} \quad (10.27)$$

$$A_{passagem} = A_{carcaça} - A_{tubos} \quad (10.28)$$

Tabela 10.5 – Área de passagem da água das purgas.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coefficiente de disposição tubular	C_L	—	0,87
Passo transversal dos tubos	L_{PT}	m	0,03195
Razão entre o passo transversal e o diâmetro exterior dos tubos	P_T	—	1,5
Constante de ajustamento	C_a	—	1,1
Área dos tubos	A_{tubos}	m ²	0,0342
Área de transferência de calor	A_{TC}	m ²	9,64
Comprimento de cada tubo	L	m	1,5
Diâmetro da carcaça	D_c	m	0,241
Diâmetro exterior da carcaça normalizado	D_{ce}	m / "	0,2445 / 9
Espessura da parede	esp	m	0,0063
Diâmetro interior da carcaça normalizado	D_{ci}	m	0,2319
Área da carcaça	$A_{carcaça}$	m ²	0,0422
Área de passagem	$A_{passagem}$	m ²	0,0116

$$v_{purgas} = \frac{\frac{\dot{m}_{purgas}}{\rho_{purgas}}}{A_{passagem}} \quad (10.29)$$

$$Re_{D_e} = \frac{v_{purgas} \times D_e}{\nu_{purgas}} \quad (10.30)$$

$$Nu_e = 1,13 \times C_1 \times Re_{D_e}^m \times Pr_e^{0,36} \times \left(\frac{Pr_e}{Pr_{sup}} \right)^{0,25} \quad (10.31)$$

$$\alpha_e = \frac{Nu_e}{D_e} \times k_{purgas} \quad (10.32)$$

Tabela 10.6 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade da água da purga	v_{purgas}	m /s	0,0605
Viscosidade cinemática da água da purga	ν_{purgas}	m ² /s	$2,24 \times 10^{-7}$
Reynolds para o escoamento exterior	Re_{D_e}	—	$6,08 \times 10^3$
Coeficiente da equação de Nusselt	C_1	—	0,4
Coeficiente da equação de Nusselt	m	—	0,6
Relação entre Prandtl do fluido e da superfície	$\left(\frac{Pr_e}{Pr_{sup}}\right)^{0,25}$	—	≈ 1
Nusselt para o escoamento exterior	Nu_e	—	90,6
Condutibilidade da água da purga	k_{purgas}	W /(m. K)	0,6839
Coeficiente de convecção da água da purga	α_e	W /(m ² . K)	2909,2

Conhecendo agora os valores dos coeficientes de transferência de calor reais para o número de tubos calculado na Tabela 10.7, passa-se à segunda iteração, onde se determinará o novo número de tubos necessário para satisfazer as equações 10.18 e 10.19.

Tabela 10.7 - Número de tubos da iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior	α_i	W /(m ² . K)	2095,6
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W /(m ² . K)	2909,2
Coeficiente global de transferência de calor	U	W /(m ² . K)	652,7
Número de tubos	N_{tubos}	—	47,6 \approx 48
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	203,1

Conforme demonstrado na tabela anterior com 43 tubos o permutador não tem a potência exigida, pelo que 48 tubos deverão permitir alcançar a potência necessária.

10.1.2. Iteração 1

Recorrendo novamente às equações 10.18 a 10.32, sendo que apenas a velocidade no interior dos tubos e o número de tubos alteram os resultados, o escoamento interior passa a ver os seus resultados conforme apresentados na Tabela 10.8 e o escoamento exterior conforme apresentado na Tabela 10.9. De referir que a área da carcaça é a mesma, porém, com o aumento do número de tubos, a área de passagem é inferior.

Tabela 10.8 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 1.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade da água	$v_{água}$	m /s	0,1847
Reynolds para o escoamento interior	Re_{Di}	—	$10,7 \times 10^3$
Nusselt para o escoamento interior	Nu_i	—	48,8
Coeficiente de convecção da água	α_i	W / (m ² . K)	1919,1

Tabela 10.9 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 1.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Área de passagem	$A_{passagem}$	m ²	0,008
Velocidade da água da purga	v_{purgas}	m /s	0,087
Reynolds para o escoamento exterior	Re_{De}	—	$8,7 \times 10^3$
Coeficiente da equação de Nusselt	C_1	—	04
Coeficiente da equação de Nusselt	m	—	0,6
Relação entre Prandtl do fluido e da superfície	$\left(\frac{Pr_e}{Pr_{sup}}\right)^{0,25}$	—	1
Nusselt para o escoamento exterior	Nu_e	—	112,9
Coeficiente de convecção da água da purga	α_e	W / (m ² . K)	3626,3

Resultando estes novos valores num coeficiente global de transferência de calor inferior, porém, numa área de transferência de calor superior, uma vez que, se aumentou o número de tubos como se pode verificar na Tabela 10.10.

Tabela 10.10 - Coeficiente global de TC iteração 1.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	1919,1
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	3626,3
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	652,7
Número de tubos	N_{tubos}	—	47,6 \approx 48
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	203,1

Note-se que o coeficiente de transferência de calor exterior aumentou dada a diminuição da área de passagem da purga na carcaça, pois o número de tubos aumentou, aumentando a área dos tubos.

10.1.3. Configuração dos tubos

Dada esta configuração, com duas passagens de tubos de 1,5 m de comprimento, é satisfeita a necessidade energética. Dependendo das condições de montagem, como por exemplo espaço disponível nas instalações, é possível dimensionar um permutador com tubos mais longos.

Usando tubos de 2 m de comprimento, o número de tubos necessário diminui, bem como o tamanho da carcaça do permutador.

Redimensionando o permutador, repetindo os cálculos anteriores para $N_{tubos} = 30$, os resultados são apresentados nas Tabela 10.11 e Tabela 10.12.

Tabela 10.11 - Características da carcaça para tubos de 2 metros de comprimento.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coefficiente de disposição tubular	C_L	—	0,87
Passo transversal dos tubos	L_{PT}	m	0,03195
Razão entre o passo transversal e o diâmetro exterior dos tubos	P_T	—	1,5
Constante de ajustamento	C_a	—	1,1
Área dos tubos	A_{tubos}	m ²	0,0214
Área de transferência de calor	A_{TC}	m ²	8,03
Comprimento de cada tubo	L	m	2
Diâmetro da carcaça	D_c	m	0,201
Diâmetro exterior da carcaça normalizado	D_{ce}	m / "	0,1937 / 7
Espessura da parede	esp	m	0,0054
Diâmetro interior da carcaça normalizado	D_{ci}	m	0,1829
Área da carcaça	$A_{carcaça}$	m ²	0,0263
Área de passagem	$A_{passagem}$	m ²	0,005

Tabela 10.12 - Coeficiente global de TC e número total de tubos para tubos de 2 metros de comprimento.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coefficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	2795,1
Coefficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	4880,8
Coefficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	793,6
Número de tubos	N_{tubos}	—	29,3 ≈ 30
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	205,8

Concluindo-se assim que com tubos mais longos é possível criar um permutador com a mesma potência, mas com menos tubos e com uma carcaça mais pequena o que acarreta menos custos. Importante referir que segundo o diâmetro da carcaça, calculado pela equação 10.26, o diâmetro necessário é superior ao escolhido, no entanto, como o caudal é muito baixo, a perda de carga é quase insignificante (será demonstrado abaixo) e há ainda espaço para escoar a água da purga, escolheu-se um diâmetro inferior.

Como os tubos são vendidos em unidades de 6 m, no primeiro caso, tubos de 1,5 m de comprimento:

$$N_{tubos\ 6\ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 24 \quad (10.33)$$

No segundo caso, tubos de 2 m de comprimento:

$$N_{tubos\ 2\ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 20 \quad (10.34)$$

Sendo assim demonstrado que no segundo caso seriam necessários exatamente menos quatro tubos.

10.1.4. Cálculo da perda de carga para o escoamento interior

Considerando dois passes e tubos de dois metros para o escoamento interior, a perda de carga tem pouco significado, dado que, a água é um fluido incompressível e a altura manométrica máxima da bomba de água quente que alimenta o refrigerador é muito superior ao valor da perda de carga obtido, como se pode verificar na Tabela 10.13. Esta bomba foi analisada no capítulo 7.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} - \frac{5,02}{Re_{D_e}} \times \log \left(\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} + \frac{5}{Re_{D_e}^{0,89}} \right) \right] \quad (10.35)$$

$$\Delta p = \rho_{\text{água}} \times L \times f \times \frac{v_{\text{água}}^2}{2 \times D_i} \quad (10.36)$$

$$P_{\Delta p} = \frac{\Delta p \times \dot{m}_{\text{água}}}{\rho_{\text{água}}} \quad (10.37)$$

Tabela 10.13 - Perda de carga no escoamento interior e potência de bombagem.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de atrito	f	—	0,63
Velocidade do escoamento	$v_{\text{água}}$	m /s	0,296
Massa volúmica dos gases	$\rho_{\text{água}}$	kg /m ³	943,7
Perda de carga	Δp	Pa	6099,8
Potência necessária para vencer a perda de carga	$P_{\Delta p}$	W	12,8

10.1.5. Cálculo da perda de carga para o escoamento exterior

Para o escoamento exterior, segundo a configuração de tubos alternados com duas passagens, a perda de carga é quase insignificante sendo função do fator de correção calculado na Figura 10.7. A perda de carga do escoamento exterior é demonstrado na Tabela 10.14.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} - \frac{5,02}{Re_{D_e}} \times \log \left(\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} + \frac{5}{Re_{D_e}^{0,89}} \right) \right] \quad (10.38)$$

$$PL = \frac{SL}{D} = 1,3 \quad (10.39)$$

$$PT = \frac{ST}{D} = 1,5 \quad (10.40)$$

$$N_{tubos\ fila} = 11 \quad (10.41)$$

$$N_{filas} = \frac{N_{tubos} \times PASS}{N_{tubos_{fila}}} \quad (10.42)$$

$$\Delta p = N_L \times \mathcal{X} \times f \times \frac{\rho_{gases} \times v_{gases}^2}{2} \quad (10.43)$$

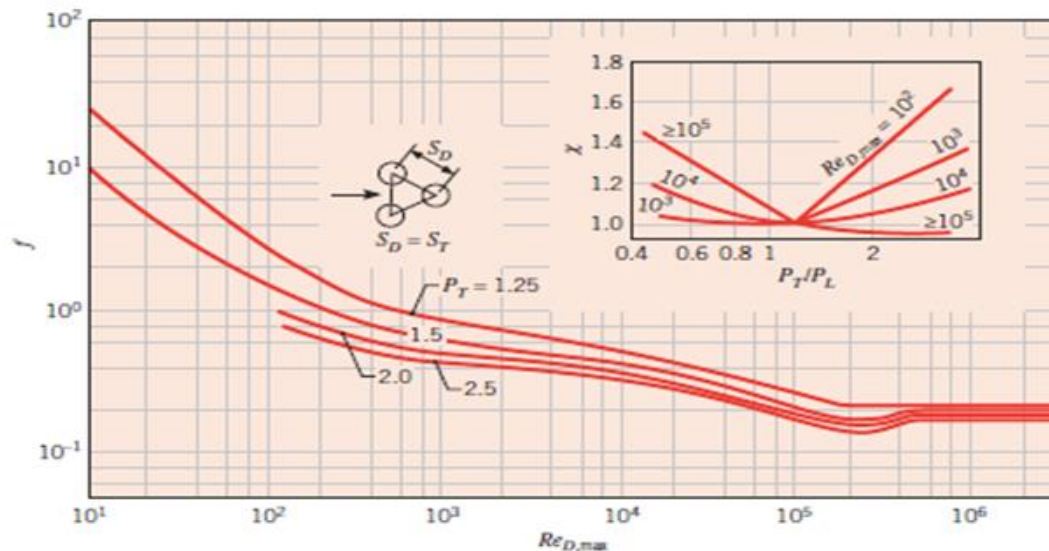


Figura 10.7 - Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos [15].

Tabela 10.14 - Perda de carga do escoamento exterior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de atrito	f	—	0,483
Número de tubos por fila	$N_{tubos_{fila}}$	—	11
Número de filas de tubos	N_{filas}	—	5
Massa volúmica dos gases	ρ_{purga}	kg /m ³	931,9
Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos	\mathcal{X}	—	1
Perda de carga	Δp	Pa	23,1

10.2. Temperatura da saída do lado frio

A água vaporiza a 100 °C à pressão atmosférica, portanto poderia ser um problema ter a temperatura de saída do lado frio do permutador a 110,72 °C.

Sabendo que a pressão manométrica da bomba de água quente do refrigerador é de 21,15 m, ou 207 kPa de pressão relativa, conforme descrito no capítulo 7, sendo a pressão absoluta de 308 kPa, o problema da temperatura está resolvido, uma vez que, a esta pressão a água só vaporiza a 134,4 °C.

10.3. Análise de resultados

Conforme os cálculos efetuados no Capítulo 8, um reaproveitamento de 201,2 kW representa uma rentabilização dos custos associados ao combustível de 3068,5 € /mês.

Dependendo dos custos associados à compra, montagem e manutenção deste permutador, os benefícios seriam visíveis a médio/longo prazo, considerando que num ano a rentabilização seria de 36822,3 € /ano.

De acordo com o descrito no Capítulo 2, existem caldeiras externas ao sistema de trigeriação, das quais poderia ser também aproveitada a energia do arrefecimento da água das purgas, no entanto, como não pertencem a este sistema, essa hipótese não foi analisada nesta dissertação.

Capítulo 11

Terceira solução para o aumento do rendimento térmico

-Aproveitamento dos gases de escape

11. Permutador de calor para o aproveitamento dos gases de escape

Para retirar calor a um fluido ou a um meio é necessário conhecer as condições em que estes se encontram.

Consoante o demonstrado na análise aos gases de escape do motor (Capítulo 3) e na análise à chaminé (Capítulo 4), os fumos encontram-se a uma temperatura de 160 °C pelo que contêm ainda muita energia térmica.

11.1. Dimensionamento do permutador

A potência térmica contida nos gases de escape, caso estes sejam arrefecidos até 120 °C está representada na Tabela 11.1.

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \times cp_{gases} \times \Delta T \quad (11.1)$$

Tabela 11.1 - Potência para um arrefecimento de 160 °C a 120 °C.

Designação	Símbolo	Unidades	Valor
Caudal de gases de escape	\dot{m}_{gases}	kg /h	22896
Calor específico dos gases	cp_{gases}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg. K}}$	1,09
Temperatura inicial	T_i	°C	160
Temperatura final	T_f	°C	120
Potência	\dot{Q}_{gases}	kW	277,3

Todavia, a potência máxima da permuta de calor terá outro valor, uma vez que, na troca de calor ideal entre dois fluidos, o fluido quente é arrefecido até à temperatura inicial ou temperatura de entrada do fluido frio. Conhecendo todos os dados relativos ao lado quente do permutador, o caudal e temperatura de entrada do lado frio, é possível calcular a eficiência do permutador de calor, e com esta, a potência da permuta e a temperatura de saída do lado frio. O caudal total que se pretende aquecer, lado frio, tem o valor aproximado de 26 kg /s, no entanto, com o fim de otimizar o permutador e permitir uma construção mais compacta e viável ao nível do investimento, assumiu-se uma divisão deste caudal, sendo que, apenas 5 kg /s entram no permutador de calor, misturando-se mais tarde com o restante caudal. Os cálculos estão presentes na Tabela 11.2. Para este permutador foram considerados fluxos cruzados, com o lado quente misturado, ou seja, tubos não alhetados.

$$C_q = \dot{m}_q \times cp_q = C_{min} \quad (11.2)$$

$$\varepsilon = \frac{C_q \times (T_{qe} - T_{qs})}{C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})} \quad (11.3)$$

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{Q}_{max} \times \varepsilon \quad (11.4)$$

$$\dot{Q}_{PC} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe}) \quad (11.5)$$

$$C_f = \dot{m}_f \times c = C_{max} \quad (11.6)$$

$$NTU = -\ln\left(1 + \left(\frac{1}{C^*}\right) \times \ln\left(1 - \frac{\varepsilon}{C^*}\right)\right) \quad (11.7)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (11.8)$$

$$T_{fs} = \frac{\varepsilon \times C_{min} \times (T_{qe} - T_{fe})}{C_f} + T_{fe} \quad (11.9)$$

Tabela 11.2 - Cálculo do NTU e do C^* .

Designação	Unidades	Lado quente		Lado frio	
		Símbolo	Valores	Símbolo	Valores
Temperatura de entrada	°C	T_{qe}	160	T_{fe}	85,8
Temperatura de saída	°C	T_{qs}	120	T_{fs}	99,0
Variação de temperatura	°C	ΔT_q	40	ΔT_f	13,2
Temperatura média	°C	T_{medq}	140	T_{medf}	92,4
Calor específico	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	cp_q	1,09	c	4,198
Caudal	kg /s	\dot{m}_q	6,36	\dot{m}_f	5
Capacidade térmica	$\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{s}}$	C_q	6,93	C_f	21
Designação	Unidades	Símbolo	Valores		
Eficiência	—	ε	0,54		
Razão entre as capacidades térmicas	—	C^*	0,33		
NTU para lado quente misturado e frio não misturado	—	NTU	0,902		
Potência máxima	kW	\dot{Q}_{max}	514,38		
Potência do permutador	kW	\dot{Q}_{PC}	277,77		

A elevação da temperatura da água na junção dos dois caudais é igual a:

$$T_{final} = \frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{total água}}} \times T_{fs} + \frac{\dot{m}_{\text{total água}} - \dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{total água}}} \times T_{fe} = 88,3 \text{ °C} \quad (11.10)$$

$$\Delta T_{final} = 2,53 \text{ °C} \quad (11.11)$$

Na Figura 11.1 é possível confirmar a relação entre a eficiência ε e o NTU para este permutador e o respetivo fator de correção para fluxos cruzados na Figura 11.2.

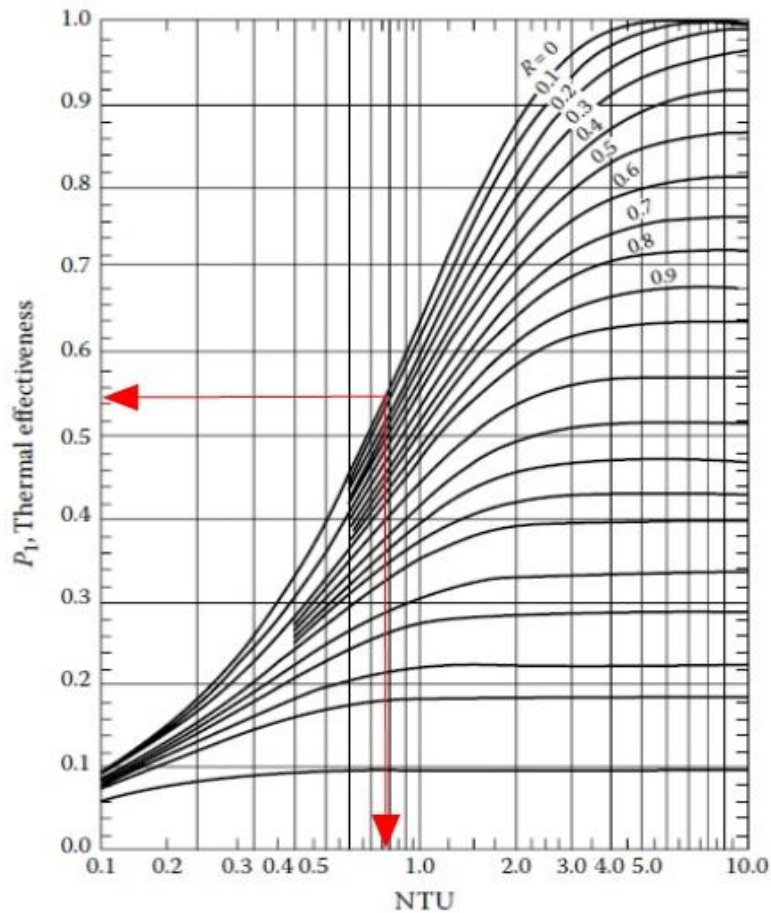


Figura 11.1 - Gráfico do cálculo da eficiência em função do NTU e do C^* [11].

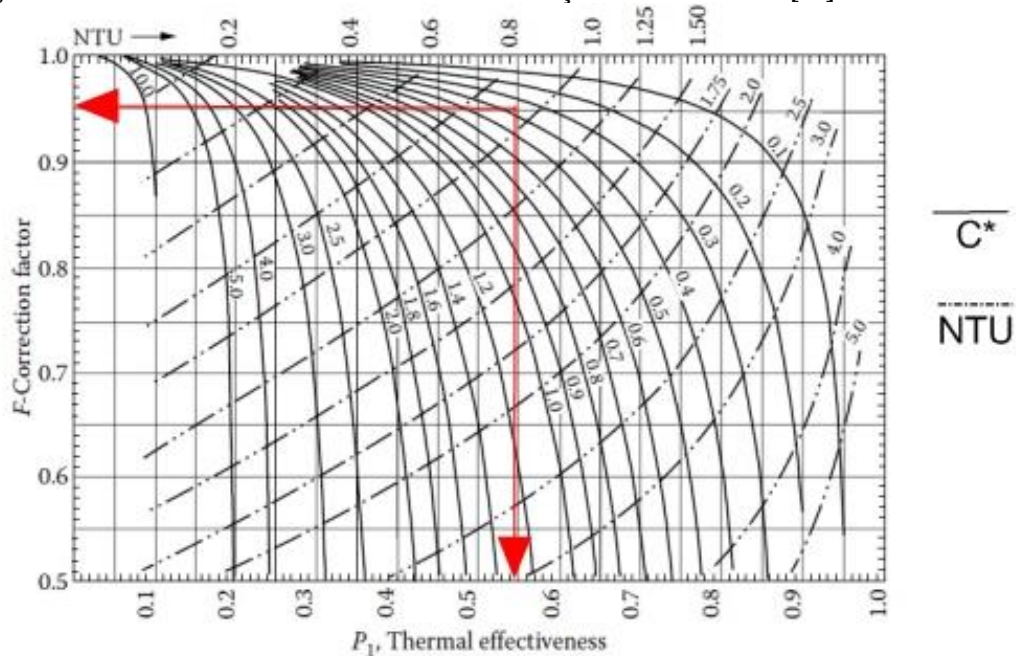


Figura 11.2 - Fator de correção [11].

Reúnem-se assim os elementos necessários para o cálculo do dimensionamento térmico do permutador, onde é necessário determinar a área da transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor global e a temperatura média logarítmica, sendo que:

$$\dot{Q}_{PC} = U \times A \times Fc \times \Delta T_m \quad (11.12)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_q - \Delta T_f}{\ln\left(\frac{\Delta T_q}{\Delta T_f}\right)} \quad (11.13)$$

$$\frac{1}{U \times A} = \frac{1}{U_e \times A_e} = \frac{1}{U_i \times A_i} \quad (11.14)$$

$$\frac{1}{U_e \times A_e} = \frac{1}{\alpha_i \times A_i} + \frac{1}{\alpha_e \times A_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{R_{suje}}{A_e} + \frac{R_{sui}}{A_i} \quad (11.15)$$

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i} \times \frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_e}{r_i} \times R_{sui} + \frac{r_e \times \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{k} + R_{suje} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (11.16)$$

Uma vez que se trata de um processo iterativo, numa primeira análise, arbitram-se valores para os coeficientes de transferência de calor interior e exterior, Tabela 11.3. É necessário arbitrar as dimensões dos tubos, pelo que foram considerados tubos de meia de polegada de diâmetro de aço ao carbono com 1,2 m de comprimento e com três passagens.

11.1.1. Iteração 0

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{Q}_f = \dot{Q}_q = \varepsilon \times \dot{Q}_{max} = 277,7 \text{ kW} \quad (11.17)$$

$$\dot{Q}_{PC} = U \times \Delta T_m \times \pi \times D \times L \times Pass \times N_{tubos} \quad (11.18)$$

Tabela 11.3 - Coeficiente global de TC iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior arbitrado	$\alpha_{i arb}$	W / (m ² . K)	1300
Coeficiente de convecção exterior arbitrado	$\alpha_{e arb}$	W / (m ² . K)	320
Sujamento do lado da purga	R_{suje}	m ² . K / W	0,00005 [13]
Sujamento do lado da água	R_{sui}	m ² . K / W	0,00018 [13]
Diâmetro interior	D_i	m	0,0213
Diâmetro exterior	D_e	m	0,0173
Condutividade do aço	k	W / (m. K)	45
Comprimento de cada tubo	L	M	1,2
Número de passagens	$Pass$		3
Fator de correção	F_c	—	0,95
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	231
Número de tubos	N_{tubos}	—	217,13 ≈ 218

Com o número de tubos é agora possível calcular os valores reais para os coeficientes de transferência de calor, ver Tabela 11.4.

Para determinar o valor de U real, é necessário conhecer as características dos escoamentos tanto do lado quente como do lado frio

Para o escoamento interior, dado que se trata de um regime turbulento com o valor de $3000 > Re > 5 \times 10^6$, foi usada a correlação das equações 11.21 e 11.22 [12].

$$v_{\text{água}} = \frac{4 \times \dot{m}_{\text{água}}}{\pi \times D_i \times \rho_{\text{água}} \times N_{\text{tubos}}} \quad (11.19)$$

$$Re_{D_i} = \frac{v_{\text{água}} \times D_i}{\nu_{\text{água}}} \quad (11.20)$$

$$f = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (11.21)$$

$$Nu_i = 0,125 \times f \times Re \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (11.22)$$

$$\alpha_i = \frac{Nu_i}{D_i} \times k_{\text{água}} \quad (11.23)$$

Tabela 11.4 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade da água	$v_{\text{água}}$	m /s	0,1012
Viscosidade cinemática da água	$\nu_{\text{água}}$	m ² /s	$3,19 \times 10^{-7}$
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$5,52 \times 10^3$
Nusselt para o escoamento interior	Nu_i	—	29,4
Condutibilidade da água	$k_{\text{água}}$	W /(m. K)	0,6774
Coeficiente de convecção da água	α_i	W /(m ² . K)	1261,3

Os gases fluem em torno dos tubos de água segundo a configuração apresentada na Figura 11.3.

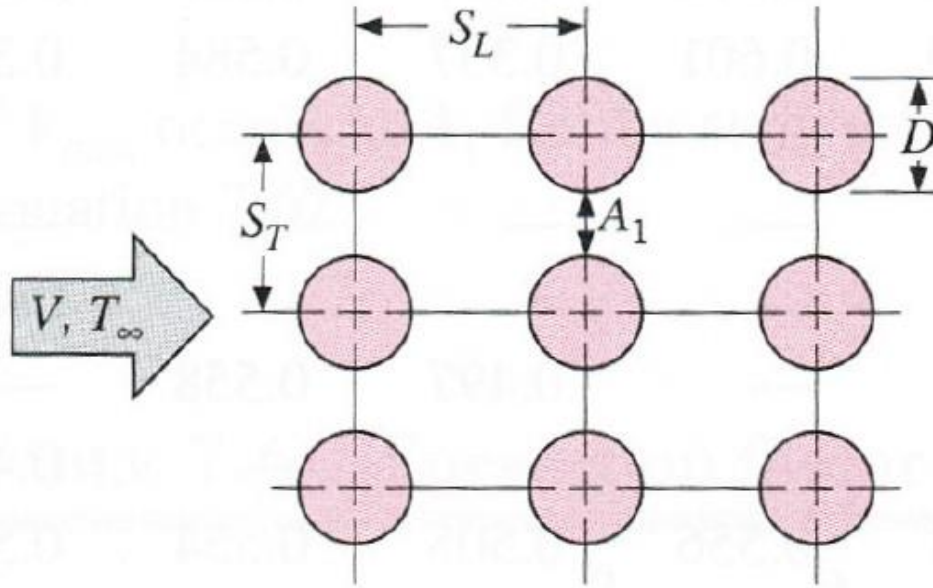


Figura 11.3 - Configuração de feixe de tubos alinhados [15].

Considerando que o escoamento exterior é em torno de feixes de tubos para um número de feixes inferior a 20 e sendo a velocidade máxima do escoamento função da diferença entre a área interior da conduta e a área dos tubos, assumindo que a área da conduta é o dobro da dos tubos. A velocidade média é conhecida e igual a 17,1 m/s, como tal, a velocidade máxima é de 34,2 m/s. A distância entre tubos é de dois diâmetros, ver Tabela 11.5.

$$ST = 2 \times D_e \quad (11.24)$$

$$v_{gases} = v_{max} = v_{med} \times \frac{ST}{ST - D_e} = 34,2 \quad (11.25)$$

$$Re_{D_e} = \frac{v_{gases} \times D_e}{\nu_{gases}} \quad (11.26)$$

$$Nu_e = 1,13 \times C_1 \times Re_{D_e}^m \times Pr_e^{0,36} \times \left(\frac{Pr_e}{Pr_{sup}} \right)^{0,25} \quad (11.27)$$

$$\alpha_e = \frac{Nu_e}{D_e} \times k_{gases} \quad (11.28)$$

Tabela 11.5 - Coeficiente de transferência de calor exterior iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade dos gases de escape	v_{gases}	m /s	34,2
Viscosidade cinemática dos gases de escape	ν_{gases}	m ² /s	$2,63 \times 10^{-5}$
Reynolds para o escoamento exterior	Re_{D_e}	—	$2,78 \times 10^4$
Coeficiente da equação de Nusselt	C_1	—	04
Coeficiente da equação de Nusselt	m	—	0,6
Relação entre Prandtl do fluido e da superfície	$\left(\frac{Pr_e}{Pr_{sup}}\right)^{0,25}$	—	1
Nusselt para o escoamento exterior	Nu_e	—	186,6
Condutibilidade dos gases de escape	k_{gases}	W /(m. K)	0,0372
Coeficiente de convecção da dos gases de escape	α_e	W /(m ² . K)	325,8

Conhecendo agora os valores dos coeficientes de transferência de calor reais para o número de tubos calculado na Tabela 11.6, passa-se à segunda iteração, onde se determinará o novo número de tubos necessário para satisfazer as equações 11.17 e 11.18.

Tabela 11.6 - Número de tubos da iteração 0.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior	α_i	W /(m ² . K)	1261,3
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W /(m ² . K)	325,8
Coeficiente global de transferência de calor	U	W /(m ² . K)	229,5
Número de tubos	N_{tubos}	—	218,6 \approx 219
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	277,6

Conforme demonstrado na tabela anterior, com 218 tubos o permutador ainda não atinge a potência desejada, de onde se pode concluir pela tabela que 219 tubos serão o suficiente para alcançar a potência desejada.

11.1.2. Iteração 1

Recorrendo novamente às equações 11.17 a 11.23, sendo que apenas a velocidade no interior dos tubos e o número de tubos alteram os resultados, o escoamento interior passa a ver os seus resultados conforme apresentado na Tabela 11.7. O escoamento exterior vê as suas condições inalteradas, visto que, o diâmetro dos tubos e espaçamento entre estes se mantem

independentemente do número total de tubos, ou seja, por feixe de tubos o número de tubos mantém-se.

Tabela 11.7 - Coeficiente de transferência de calor interior iteração 1.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Velocidade da água	$v_{água}$	m /s	0,101
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$5,5 \times 10^3$
Nusselt para o escoamento interior	Nu_i	—	29,3
Coeficiente de convecção da água	α_i	W / (m ² . K)	1257,3

Resultando estes novos valores numa potência de permuta de calor mais próxima da necessária conforme demonstrada na Tabela 11.8.

Tabela 11.8 - Coeficiente global de TC iteração 1.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	1257,3
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	325,8
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	229,3
Número de tubos	N_{tubos}	—	218,74 \approx 219
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	277,6

11.1.3. Configuração dos tubos

É possível diminuir o número de tubos aumentando o número de passagens por tubo.

Redimensionando o permutador, repetindo os cálculos anteriores para $PASS = 4$, os resultados são apresentados na Tabela 11.9.

Tabela 11.9 - Características do permutador de calor para quatro passagens de tubos.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$7,7 \times 10^3$
Coeficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	1587,8
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	325,8
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	240,5
Número de tubos	N_{tubos}	—	156,4 \approx 157
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	278,37

A partir $PASS = 5$, os resultados são conforme o disposto na Tabela 11.10.

Tabela 11.10 - Características do permutador de calor para cinco passagens de tubos.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$9,86 \times 10^3$
Coeficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	1901,1
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	325,8
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	248,2
Número de tubos	N_{tubos}	—	121,3 \approx 122
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	278,95

Para $PASS = 6$ $Re > 10000$ pelo que se adotou a seguinte expressão para o cálculo de Nusselt:

$$Nu_i = 0,023 \times Re_{D_i}^{0,8} \times Pr_i^{0,4} \quad (11.28)$$

Os resultados são conforme o disposto na Tabela 11.11.

Tabela 11.11 - Características do permutador de calor para seis passagens de tubos.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Reynolds para o escoamento interior	Re_{D_i}	—	$12,04 \times 10^3$
Coeficiente de convecção interior	α_i	W / (m ² . K)	2144,6
Coeficiente de convecção exterior	α_e	W / (m ² . K)	325,8
Coeficiente global de transferência de calor	U	W / (m ² . K)	252,8
Número de tubos	N_{tubos}	—	99,21 \approx 100
Potência do permutador de calor	\dot{Q}_{PC}	kW	279,5

Como os tubos são vendidos em unidades de 6 m, no caso de cada tubo fazer três passagens:

$$N_{tubos} 6 \text{ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 131,4 \approx 132 \quad (11.29)$$

No caso de cada tubo fazer quatro passagens:

$$N_{tubos} 6 \text{ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 125,6 \approx 126 \quad (11.30)$$

Pela hipótese cada tubo fazer cinco passagens:

$$N_{tubos} 6 \text{ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 122 \quad (11.31)$$

No último exemplo demonstrado, cada tubo fazer seis passagens:

$$N_{tubos} 6 \text{ m} = \frac{L \times PASS \times N_{tubos}}{6} = 120 \quad (11.32)$$

A grande vantagem está nas quatro passagens, poupando-se seis tubos face à hipótese das três passagens. A opção mais viável estará entre as quatro e as cinco passagens.

Cálculo da perda de carga para o escoamento interior

Considerando quatro passes de tubos para o escoamento interior, a perda de carga tem pouco significado, dado que, a água é um fluido incompressível e a altura manométrica máxima da bomba de água quente que alimenta o refrigerador é muito superior ao valor da perda de carga obtido, como se pode verificar na Tabela 11.12. Esta bomba foi analisada no Capítulo 7.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} - \frac{5,02}{Re_{D_e}} \times \log \left(\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} + \frac{5}{Re_{D_e}^{0,89}} \right) \right] \quad (11.33)$$

$$\Delta p = \rho_{\text{água}} \times L \times f \times \frac{v_{\text{água}}^2}{2 \times D_i} \quad (11.34)$$

$$P_{\Delta p} = \frac{\Delta p \times \dot{m}_{\text{água}}}{\rho_{\text{água}}} \quad (11.35)$$

Tabela 11.12 - Perda de carga no escoamento interior e potência de bombagem.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de atrito	f	—	0,6305
Velocidade do escoamento	$v_{\text{água}}$	m /s	0,141
Massa volúmica dos gases	ρ_{gases}	kg /m ³	963,7
Perda de carga	Δp	Pa	2513,8
Potência necessária para vencer a perda de carga	$P_{\Delta p}$	W	13,04

11.1.4. Cálculo da perda de carga para o escoamento exterior

No caso dos fumos, conforme calculado no Capítulo 4 a queda de pressão deve permitir que haja excesso de pressão, evitando o retorno dos fumos para o motor.

Para o escoamento exterior, segundo a configuração de tubos alinhados com quatro passagens, por forma a evitar uma perda de carga elevada, a velocidade máxima do escoamento é de 34,2 m/s.

O fator de correção é calculado através da informação presente na Figura 11.4. A perda de carga do escoamento exterior, o coeficiente de atrito e o fator de correção são apresentados na Tabela 11.13.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left[\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} - \frac{5,02}{Re_{D_e}} \times \log \left(\frac{\mathcal{K}}{3,7 \times D_e} + \frac{5}{Re_{D_e}^{0,89}} \right) \right] \quad (11.36)$$

$$PL = \frac{SL}{D} = 2 \quad (11.37)$$

$$PT = \frac{ST}{D} = 2 \quad (11.38)$$

$$N_{\text{tubos}_{\text{fila}}} = \frac{L_{\text{conduta}}}{SL} \quad (11.39)$$

$$N_{filas} = \frac{N_{tubos} \times PASS}{N_{tubos_{fila}}} \quad (11.40)$$

$$\Delta p = N_L \times \mathcal{X} \times f \times \frac{\rho_{gases} \times v_{gases}^2}{2} \quad (11.41)$$

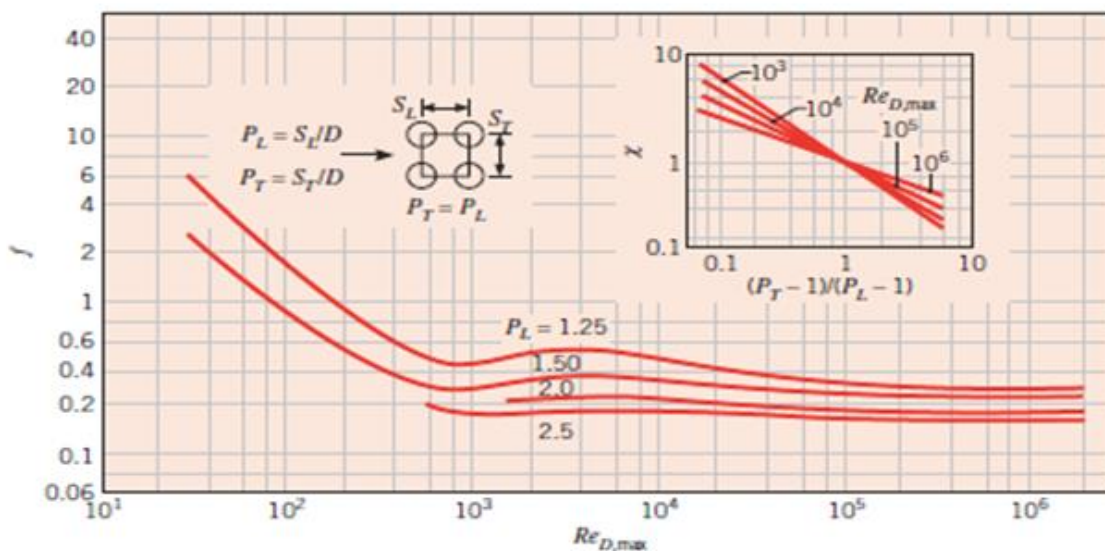


Figura 11.4 - Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos [15].

Tabela 11.13 - Perda de carga do escoamento exterior.

Designação	Símbolo	Unidades	Valores
Coeficiente de atrito	f	—	0,482
Número de tubos por fila	$N_{tubos_{fila}}$	—	28
Número de filas de tubos	N_{filas}	—	22
Massa volúmica dos gases	ρ_{gases}	kg /m ³	0,773
Fator de correção da perda de carga num escoamento em torno de feixes de tubos	\mathcal{X}	—	1
Perda de carga	Δp	Pa	4793

Mesmo com os tubos alinhados e com a distância entre tubos igual a dois diâmetros, a perda de carga é muito superior à perda de carga máxima permitida conforme se estabeleceu no Capítulo 4 pelo que será obrigatório a implementação de um ventilador.

11.2. Ventilador centrífugo

O ventilador precisa de vencer a perda de carga descrita anteriormente, ter a capacidade de aspirar pelo menos um caudal igual ao dos fumos do motor bem como suportar temperaturas superiores aos 160 °C e ter um diâmetro semelhante ao da conduta da chaminé.

Os gastos associados à alimentação do ventilador têm de ser deduzidos da rentabilização deste reaproveitamento.

O ventilador da Figura 11.15 e Figura 11.6, ventilador centrífugo de média pressão da gama K, pertencente à empresa construtora especializada, Efaflu, garante as características exigidas.



Figura 11.5 – Ventilador centrifugo Efaflu de média pressão gama K [16].

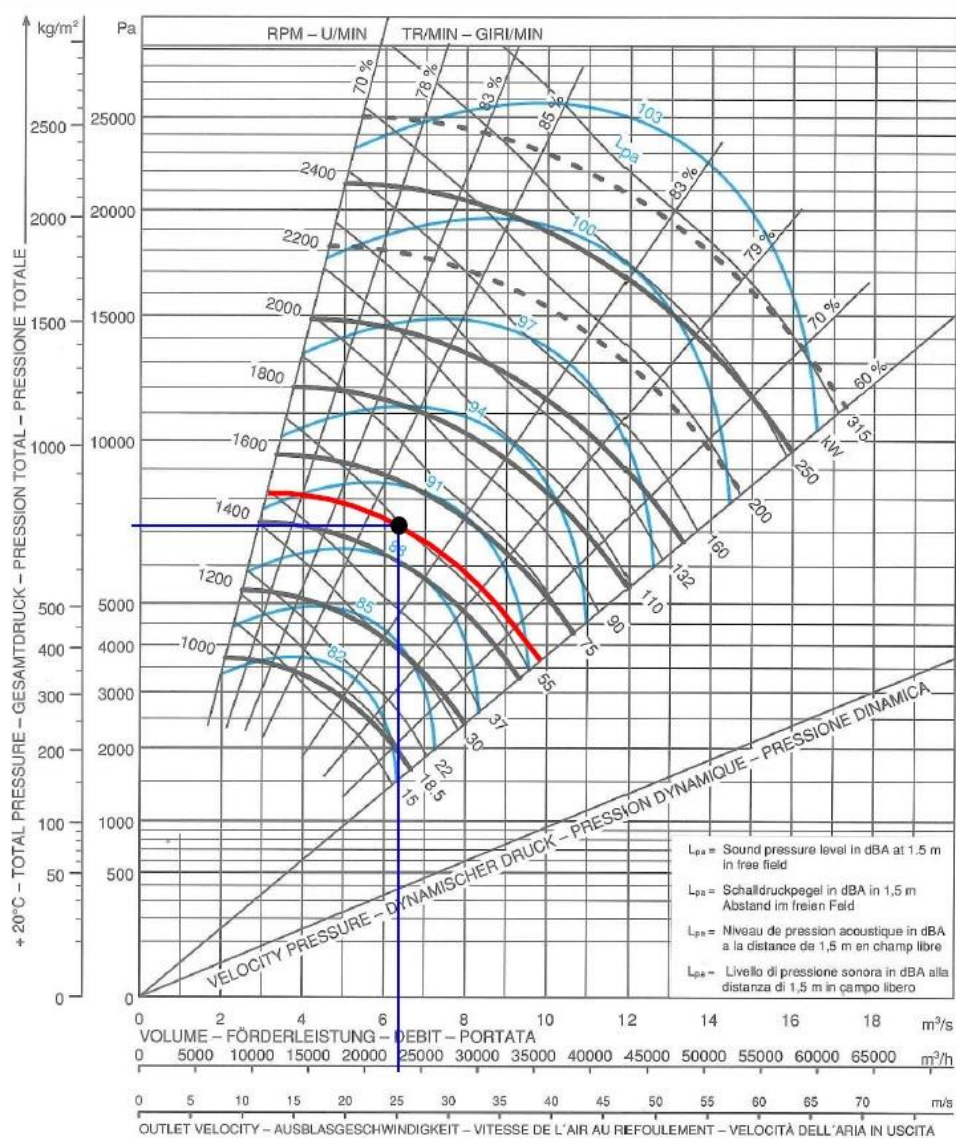


Figura 11.6 - Características de funcionamento do ventilador centrifugo Efaflu de média pressão gama K.

A análise da Figura 11.6 permite constatar que a potência de alimentação deste ventilador é de 55 kW, tendo este um rendimento de 94,3 %. Sabendo que o custo da eletricidade é 0,11 €/kWh, o custo da eletricidade associado à alimentação do ventilador durante o tempo de funcionamento do motor é:

$$\frac{55}{0,943} = 58,3 \text{ kW} \quad (11.42)$$

$$0,11 \times 58,3 \times 22 \times 17 = 2398,5 \text{ €/mês} \quad (11.43)$$

Dadas estas circunstâncias, este projeto vê a sua viabilidade económica bastante comprometida.

11.3. Análise de resultados

Conforme os cálculos efetuados no Capítulo 8, um reaproveitamento de 277,8 kW representa uma rentabilização dos custos associados ao combustível de 4236,8 € /mês e 50841,1 € /ano.

Tendo em conta o consumo de eletricidade do ventilador segundo os padrões definidos anteriormente, o resultando da rentabilização é bem menor, ou seja de 1838,3 € /mês e 22060,1 € /ano.

$$4236,8 - 2398,5 = 1838,3 \text{ €/mês} \quad (11.44)$$

Capítulo 12

Conclusão e trabalhos futuros

12. Conclusão

A presente análise e soluções apresentadas acabaram por se revelar um trabalho árduo repleto de dificuldades que foram sendo superados com a ajuda de ambos os orientadores.

O reconhecimento das instalações e o contacto com o ambiente empresarial e fabril permitiram fazer a ligação entre o um possível futuro profissional e os conhecimentos adquiridos ao longo da formação académica na faculdade de engenharia.

A primeira aproximação ao problema, conhecer cada componente constituinte da instalação e estudá-lo de forma a entender o que poderia ser feito no sentido de aprimorar o aproveitamento de energia térmica, desde o cálculo dos respetivos rendimentos, aos cuidados de manutenção, foi sem dúvida a parte mais interessante deste estudo, dado que obrigou a uma inserção no ambiente humano de vários estratos profissionais e a ter contacto com equipamentos físicos e não apenas hipotéticos como é o caso da esmagadora maioria dos casos de estudo do âmbito escolar.

Foram apresentadas três soluções, da mais simples e com menos custos associados, mas também com menor rentabilização, à mais elaborada com várias variáveis em jogo, obrigando a processos iterativos para obter um resultado final o mais próximo possível do que deverá ser a solução real.

Soluções e melhorias passam também pela limpeza do permutador de calor de placas analisado no Capítulo 6, que se encontra com uma perda de eficiência de 16,75 %, a limpeza e devida manutenção do refrigerador de absorção que está com uma perda de potência de refrigeração 326 kW, face ao obtido no ano de instalação, 2011, conforme comprovado com valores presentes no Anexo D. No entanto estas propostas não estão diretamente relacionadas com os custos do combustível, pois a potência nominal dos equipamentos, que é a potência térmica proveniente do motor, praticamente não oscila.

Uma quarta solução, a menos viável a nível de investimento inicial, seria a soma das três soluções apresentadas, que representaria uma rentabilização de acordo com a Tabela 12.1 face a cada uma das soluções individualizadas:

Tabela 12.1 - Comparação das rentabilizações.

Solução	Rentabilização do combustível ao fim de um mês	Rentabilização do combustível ao fim de um ano
	€/mês	€/ano
Isolamento térmico do permutador de calor do motor	26,1	312,8
Permutador de calor para o aproveitamento da água da purga da caldeira de recuperação	3068,5	36822,3
Permutador de calor para o aproveitamento dos gases de escape	1838,3	22060,1
Junção das três propostas	4932,9	59195,2

No resultado desta soma não é considerada a influencia da coexistência de ambos os permutadores propostos. Uma vez que aqueceriam a mesma água, a água quente do refrigerador, os resultados do reaproveitamento do permutador que fosse montado em segundo lugar, seriam diferentes, pois esta água já havia sido aquecida pelo primeiro permutador, como tal, a rentabilização que lhe está associada seria ligeiramente diferente.

É importante referir também que o valor do consumo de combustível em que se baseou o presente estudo é um valor padrão para o motor em causa, o que significa que os ganhos económicos podem ser superiores e a rentabilização que estaria associada a estas soluções seria mais elevada também.

Portanto pode assumir-se que por ano são desperdiçados 59195,2 € em custos associados à compra de combustível, um valor que concede uma margem considerável para o investimento em otimizações do aproveitamento energético.

Infelizmente não tive tempo suficiente para analisar os custos de investimento e compará-los com as rentabilizações o que permitiria o verdadeiro estudo da viabilidade das soluções propostas.

12.1.Trabalhos futuros

Para trabalhos futuros e como já mencionado, deve analisar-se a hipótese de se fazer um aproveitamento térmico das purgas das restantes caldeiras da empresa.

Referências

- [1]. Bicho, H. E. F. S., & Catalão, V. M. F. M. J. P. S. (n.d.). Estudo das Tecnologias de Cogeração e Trigeração para Aplicação na Indústria de Serração de Madeira e Mobiliário.
- [2]. Portal da energia. [Online] 11 Dezembro 2017
<https://www.portal-energia.com/wp-content/uploads/thumbs/esquema-cogerao-de-energia.jpg>
- [3]. Adaptado de: Absorption Chiller, How it works - working principle. [Online] 26 Outubro 2017 <https://www.youtube.com/watch?v=0R84hLprO5s>
- [4]. Fator de atrito de Darcy Weisbach. [Online] 18 Dezembro 2017
https://pt.wikipedia.org/wiki/Equações_explicitas_para_o_fator_de_atrito_de_Darcy-Weisbach
- [5]. Heat exchanger. [Online] 4 Janeiro 2018
<http://shheatexchanger.com/newproduct/1-7-1b.jpg>
- [6]. Bomba Grundfos 7,5 kW. 27 Outubro 2017
<https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=95108870&qcid=326466551>
- [7]. Bomba Grundfos 22 kW. 27 Outubro 2017
<https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&productnumber=96125207&qcid=322877967>
- [8]. Bomba Grundfos 37 kW. 27 Outubro 2017
<https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?lang=DAN&productnumber=95045997&productrange=gps&qcid=326466610>
- [9]. Permutador de placas. [Online] 23 Novembro 2017
https://www.google.pt/search?q=permutador+de+calor+de+placas&rlz=1C1AVFC_enPT758PT758&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjumNyt4f3YAhWQBQKHd0iDMwQ_AUICigB&biw=1920&bih=949#imgsrc=P7xfeLkv6UAxqM
- [10]. Ferramenta de dimensionamento de isolamento térmico. [Online] 30 Novembro 2017
<http://www.rockassist.com/>
- [11]. Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition* (Vol. 20135140). <https://doi.org/10.1201/b14877>
- [12]. Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Heat and Mass Transfer. McGraw-Hill Education*.
- [13]. Pinho, C. M. C. T. (2015). Sistemas Térmicos. Sebenta da disciplina. FEUP
- [14]. Fouling factors. [Online] 22 Dezembro 2017
http://www.engineeringpage.com/technology/thermal/fouling_factors.html
- [15]. Bergman, T. L., Lavigne, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Aerospace Engineering*.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022>
- [16]. Ventilador centrífugo. [Online] 12 Janeiro 2018
http://www.efafllu.pt/pg130661-produto-402-k-ventiladores-centrifugos-de-media-pressao-pt?prod_id_org=158

Main dimensions and weights (at module)

Length	mm	~ 12,100
Width	mm	~ 2,200
Height	mm	~ 2,900
Weight empty	kg	~ 43,900
Weight filled	kg	~ 45,600

Connections		
Hot water inlet and outlet	DNPN	150/16
Exhaust gas outlet	DNPN	600/10
Fuel gas (at gas train)	DNPN	150/16
Fuel Gas (at module)	DNPN	100/16
Water drain ISO 228	G	1/2"
Condensate drain	DNPN	50/10
Safety valve - jacket water ISO 228	DNPN	80/16
Safety valve - hot water	DNPN	100/10
Lube oil replenishing (pipe)	mm	28
Jacket water - filling (flex pipe)	mm	28
Intercooler water-inlet/Outlet 1st stage	DNPN	150/16
Intercooler water-inlet/Outlet 2nd stage	DNPN	100/16

Output / fuel consumption

ISO standard fuel stop power (CFN)	kW	4,491
Mean eff. press. at stand. power and nom. speed	bar	24,00
Fuel gas type		Natural gas
Based on methane number	MZ (d)	70
Compression ratio		11.50
Min. fuel gas pressure for the pre chamber	bar	5.5
Min./Max. fuel gas pressure at inlet to gas train	mbar	200 (c)
Allowed fluctuation of fuel gas pressure	%	± 10
Max. rate of gas pressure fluctuation	mbar/s	10
Maximum intercooler 2nd stage inlet water temperature	°C	40
Spec. fuel consumption of engine	kWh/kWh	2,15
Specific lube oil consumption	g/kWh	0,30
Max. oil temperature	°C	80
Jacket-water temperature max.	°C	95
Filling capacity lube oil (refill)	lit	~ 1000

(c) Lower gas pressures upon inquiry
(d) based on methane number calculation software AVL 3.1 (calculated without Nz and O2)

0.02 Technical data of engine

Manufacturer	OE Jenbacher	
Engine type	J 824 GS-H11	
Working principle	4-Stroke	
Configuration	V 60°	
No. of cylinders	24	
Bore	mm	190
Stroke	mm	220
Piston displacement	lit.	146,70
Nominal speed	rpm	11500
Mean piston speed	m/s	11,00
Length	mm	9,993
Width	mm	2,111
Height	mm	2,584
Weight dry	kg	18,000
Weight filled	kg	19,000
Moment of inertia	kgcm²	92,70
Direction of rotation (from flywheel view)	left	
Flywheel connection	SAE 24"	
Radio interference level to VDE 0975	N	
Starter motor output	kW	20
Starter motor voltage	V	24

Thermal energy balance		
Energy input	kW	9,631
Intercooler	kW	1,376
Lube oil	kW	411
Jacket water	kW	539
Exhaust gas total	kW	2,605
Exhaust gas cooled to 180 °C	kW	1,550
Exhaust gas cooled to 100 °C	kW	2,098
Surface heat	kW	112
Balance heat	kW	96

Exhaust gas data		
Exhaust gas temperature at full load	°C	359
Exhaust gas mass flow rate, wet	kg/h	22,896
Exhaust gas mass flow rate, dry	kg/h	21,401
Exhaust gas volume, wet	Nm³/h	18,028
Exhaust gas volume, dry	Nm³/h	16,233
Max. admissible exhaust back pressure after engine	mbar	50

Combustion air data		
Combustion air mass flow rate	kg/h	22,174
Combustion air volume	Nm³/h	17,153
Max. admissible pressure drop in front of intake-air filter	mbar	10

Sound pressure level

Aggregate b)		dB(A) re 20µPa	103
31.5	Hz	dB	90
63	Hz	dB	97
125	Hz	dB	103
250	Hz	dB	101
500	Hz	dB	96
1000	Hz	dB	95
2000	Hz	dB	94
4000	Hz	dB	96
8000	Hz	dB	97
Exhaust gas e)		dB(A) re 20µPa	122
31.5	Hz	dB	109
63	Hz	dB	109
125	Hz	dB	121
250	Hz	dB	116
500	Hz	dB	117
1000	Hz	dB	113
2000	Hz	dB	113
4000	Hz	dB	118
8000	Hz	dB	101
Sound power level			
Aggregate		dB(A) re 1pW	124
Measurement surface		m²	144
Exhaust gas		dB(A) re 1pW	130
Measurement surface		m²	6.28

a) average sound pressure level on measurement surface in a distance of 1m according to DIN 45935, precision class 2.
b) average sound pressure level on measurement surface in a distance of 1m (converted to free field) according to DIN 45935, precision class 2.
The spectra are valid for aggregates up to 10000 Hz.
Operation with 1200 rpm see upper values, operation with 1800 rpm add 3 dB to upper values.
Engine tolerance ± 3 dB

0.03 Technical data of generator

Manufacturer		AVK e)
Type		DIG 142 (4 e)
Type rating	kVA	5.500
Driving power	kW	4.491
Rating at p.f. = 1.0	kW	4.401
Rating at p.f. = 0.8	kW	4.380
Rated output at p.f. = 0.8	kVA	5.475
Rated current at p.f. = 0.8	A	502
Frequency	Hz	50
Voltage	V	6.3
Speed	rpm	1.500
Permissible overspeed	rpm	2.250
Power factor lagging		0.8 - 1.0
Efficiency at p.f. = 1.0	%	98.0%
Efficiency at p.f. = 0.8	%	97.5%
Moment of inertia	kgm²	252.00
Mass	kg	13.600
Radio interference level to VDE 0875		N
Construction		B3B14
Protection Class		IP 23
Insulation class		F
Temperature (rise at driving power)	°C	40
Maximum ambient temperature	°C	40
Total harmonic distortion	%	1.5

Reactance and time constants

xd direct axis synchronous reactance	p.u.	2.34
xd' direct axis transient reactance	p.u.	0.20
xd'' direct axis sub transient reactance	p.u.	0.14
Td' sub transient reactance time constant	ms	20
Td'' open circuit field time constant	ms	120
Td''' open circuit field time constant	s	4.24

e) GE. Manufacturer reserves the right to change the generator supplier and the generator type. The technical data of the generator may thereby change slightly. The contractual produced electrical power will not change.

0.04 Technical data of heat recovery

General data - Hot water circuit

Total recoverable thermal output	kW	4.074
Return temperature	°C	70.0
Forward temperature	°C	80.0
Hot water flow rate	m³/h	174.9
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	1.90
Maximum variation in return temperature	°C	+0.20
Max. rate of return temperature fluctuation	°C/min	10

Mixture Intercooler (1st stage)

Type	gilled pipes	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0.50
Hot water connection	DN/PN	150/16

Mixture Intercooler (2nd stage) (intercooler separate)

Type	gilled pipes	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0.60
Hot water connection	DN/PN	100/16

Heat exchanger lube oil

Type	plate heat exchanger
Nominal pressure of hot water	bar
Pressure drop hot water circuit	10
Pressure drop hot water connection	bar
Hot water connection	0.80
	bar
	DN/PN
	100/10

Heat exchanger engine jacket water

Type	plate heat exchanger	
Nominal pressure of hot water	bar	10
Pressure drop hot water circuit	bar	0.40
Hot water connection	DN/PN	100/10

Exhaust gas heat exchanger

Type	shell-and-tube
PRIMARY:	
Exhaust gas pressure drop approx	bar 0.02
Exhaust gas connection	DN/PN 600/10
SECONDARY:	
Nominal pressure of hot water	bar 6
Pressure drop hot water circuit	bar 0.20
Hot water connection	DN/PN 150/10

HPF7_2014-11_14671006_20111212.doc

Page 9 of 32

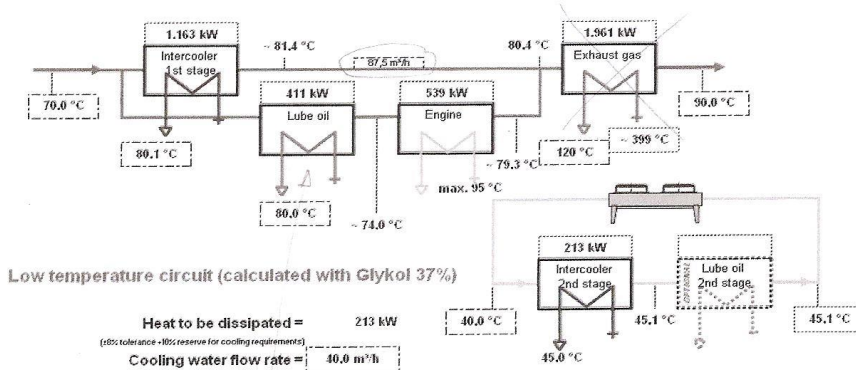
Hydraulic connection (exhaust gas heat exchanger not in GE Jenbacher scope included)

Without exhaust gas heat exchanger: 70/85°C circuit; flow rate: 121 m³/h;

Hot water circuit

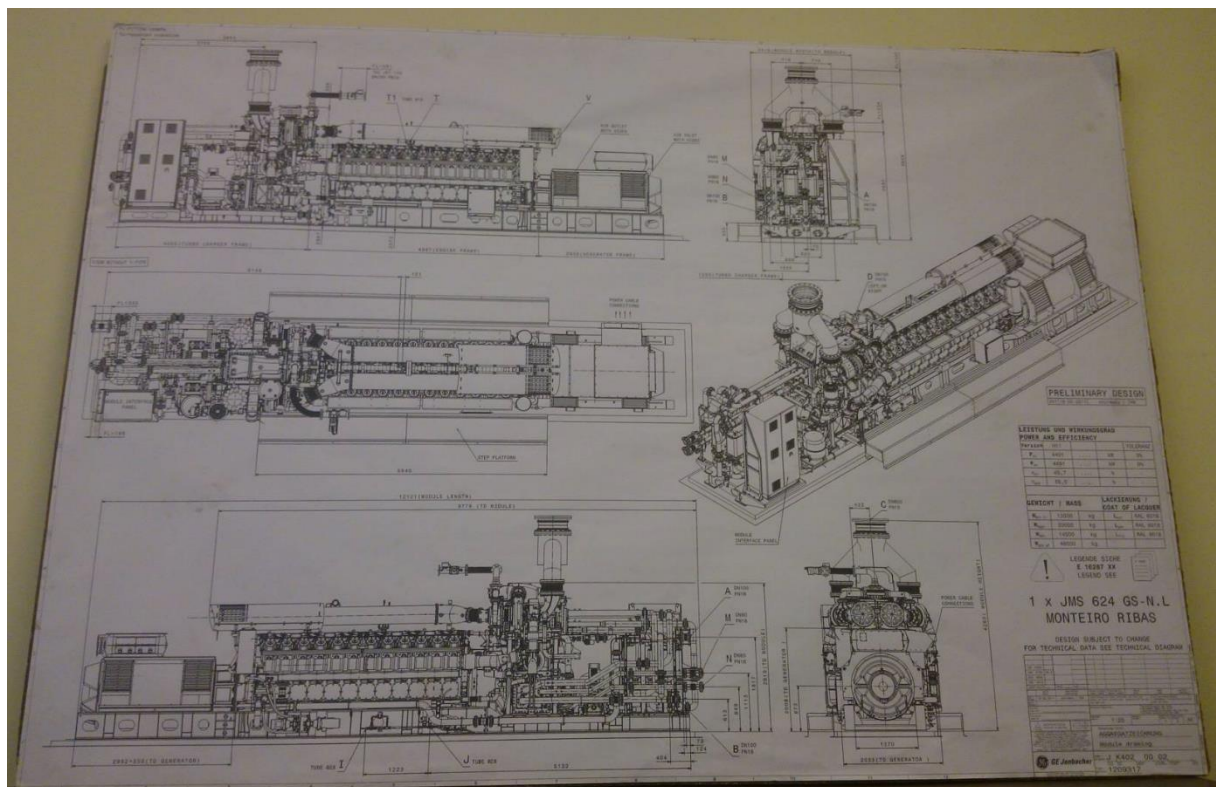
J 624 GS-H11

Recoverable thermal output = 4.074 kW
(85% tolerance + 10% reserve for cooling requirements)
Hot water flow rate = 174.9 m³/h

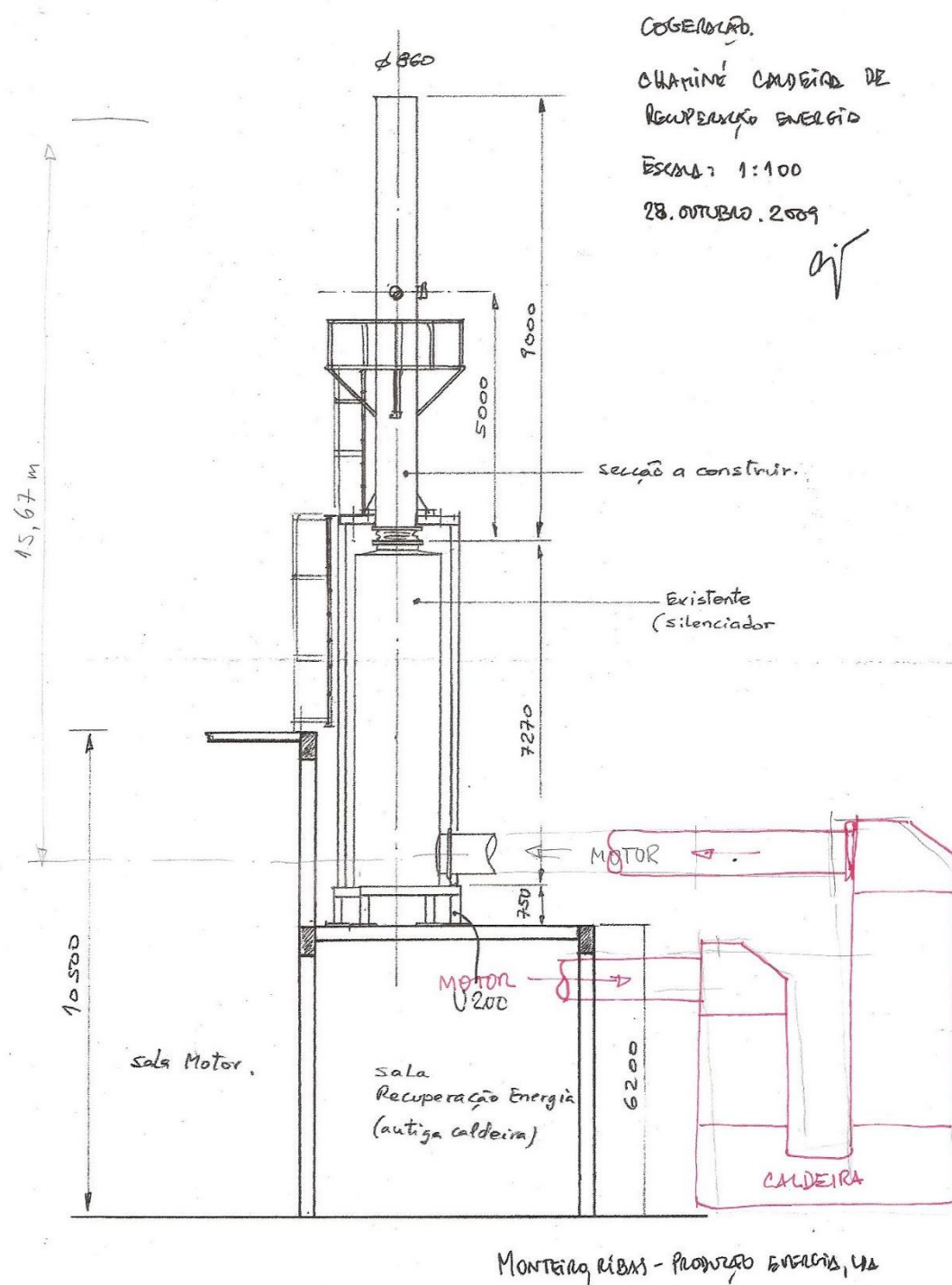


TORRE ARREFFOCAMENTO

2. Desenho técnico do motor



Anexo B: Desenho técnico da chaminé da instalação



Anexo C: Dados originais da caldeira de recuperação

SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR DOS GASES DE COMBUSTÃO "CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO AQUOTUBULAR"

(AUMENTO DO EVAPORADOR)

Características funcionais principais da caldeira com economizador		
Especificações		Características
		Caldeira nova
- Motor		1
- Nº de caldeiras		1
- Tipo de caldeira		Aquotubular
- Circulação dos gases		Vertical
- Caudal mássico de gases a 100% de carga	(kg/h)	22.900 .
- Perda de carga máxima com economizador	(mmca)	150
- Temperatura de entrada de gases: Normal	(°C)	399 .
- Temp. dos gases: saída da caldeira	(°C)	186 .
- Temp. dos gases: saída do eco (± 5)	(°C)	152 .
- Potência térmica à marcha contínua (100%)	kW	1683
- Produção vapor c/H ₂ O a 105°C	(kg/h)	2500
- Pressão de trabalho da caldeira ef.	(bar ef)	8
- Superfície de aquecimento do novo feixe	(m ²)	640
- Espessura do isolamento	(mm)	100
- Recobrimento do isolamento	(mm)	Chapa de alumínio
- Portas de limpeza e manutenção	(mm)	325x425
- Água de alimentação	(°C)	95

Anexo D:

1. Tabelas originais do fabricante do refrigerador

HOT WATER FIRED ABSORPTION CHILLER – LT-T SERIES			
	MODEL		LT 42T
	DESCRIPTION	UNIT	
	CAPACITY ($\pm 3\%$) :	kW	1250,0
	COP		0,759
A	CHILLED WATER CIRCUIT:		
1.	Chilled water flow	m ³ /hr	214,4
2.	Chilled water inlet temperature	°C	12,0
3.	Chilled water outlet temperature	°C	7,0
4.	Evaporator passes	No.	1+1
5.	Chilled water circuit friction loss	kPa	22,5
6.	Chilled water circuit pressure drop	kPa	28,4
7.	Chilled water connection diameter	DN	250
8.	Glycol type		NA
9.	Chilled water glycol %	%	0,0
10.	Maximum working pressure	kPa(g)	785
B	COOLING WATER CIRCUIT:		
1.	Heat rejected	kW	2896,9
2.	Cooling water flow	m ³ /hr	435,0
3.	Cooling water inlet temperature	°C	29,0
4.	Cooling water outlet temperature	°C	34,8
5.	Absorber/Condenser passes	No.	2,2/1+1
6.	Cooling water circuit friction loss	kPa	60,2
7.	Cooling water circuit pressure drop	kPa	47,9
8.	Cooling water connection diameter	DN	300
9.	Glycol type		NA
10.	Cooling water glycol %	%	0,0
11.	Maximum working pressure	kPa(g)	785
12.	Minimum cooling water inlet temp.	°C	20,0
C	HOT WATER CIRCUIT:		
1.	Heat input	kW	1646,9
2.	Hot water flow ($\pm 3\%$)	m ³ /hr	86,1
3.	Hot water inlet temperature	°C	90,0
4.	Hot water outlet temperature	°C	73,0
5.	Generator passes	No.	4+4
6.	Hot water circuit friction loss	kPa	52,3
7.	Hot water circuit pressure drop	kPa	57,0
8.	Hot water connection diameter	DN	200
9.	Glycol type		NA
10.	Hot water glycol %	%	0,0
11.	Maximum working pressure	kPa(g)	785

D	ELECTRICAL DATA:		
1.	Power supply		415 V \pm 10%, 50 Hz \pm 5%, 3 Phase+N
2.	Power consumption	kVA	11,2
3.	Absorbent pump rating	kW (A)	3,7 (11,0)
4.	Refrigerant pump rating	kW (A)	0,3 (1,4)
5.	Vacuum pump rating	kW (A)	0,75 (1,8)
E	PHYSICAL DATA:		
1.	Length	mm	5660
2.	Width	mm	2400
3.	Height	mm	3520
4.	Operating weight	kg	19400
5.	Flooded weight	kg	30700
6.	Dry weight	kg	13800
7.	Shipping weight	kg	16200
8.	Tube cleaning space	mm	4000
9.	Minimum/Maximum plant room temperature	°C	5,0/45,0
F	TUBE METALLURGY:		
1.	Evaporator		Cu Finned
2.	Absorber		Cu Mini Finned
3.	Condenser		Cu Plain
4.	Generator		Cu Mini Finned
G	Fouling Factor:		
1.	Chilled water fouling factor	m ² K/kW	0,018000
2.	Cooling water fouling factor	m ² K/kW	0,044000
3.	Hot water fouling factor	m ² K/kW	0,018000

2. Valores de funcionamento do refrigerador no ano da instalação

Performance is observed and the chiller is tuned for optimum performance in the present condition.			
1.5 Lts of Octyl alcohol is charged.			
Hot water control valve is calibrated. Control valve is passing when fully closed (from control panel). Needs to be repaired to avoid crystallisation.			
All flow rates are measured and set to design values.			
To improve the chiller performance further, following to be done.			
Condenser, Absorber and hot water tubes will require cleaning.			
Lithium Bromide solution needs to be removed and filtered. The chiller to be flushed internally to			
Rubber diaphragms to be replaced.			
Chilled water In	12.1	U-tube temperature	33.4/32.2
Chilled water Out	7.9	Concentration	62.2%
Cooling water In	26.1	Spray solution temperature	45.6/44.8
Cooling water Out	31.2	Dilute solution temperature	36.8
Hot water In	90.1	Chilled water flow	230 CuM/hr
Hot water Out	78.2	Cooling water flow	450 CuM/hr
Generator HP	79.5	Hot water flow	105 CuM/hr
Generator LP	71	HWCV	100%
Time spent - 2 days			
Chilled water: 1118 KW, Cooling water: 2656 KW, Hot water KW: 1446 KW, Heat balance error: 92 KW (3.4%). COP: 0.77 (Rated Chiller output: 1249 KW)			
Customer			

Valores lidos/medidos		Bombas - diferencial de pressão medido	
ChW in (°C)	12.1	Água gelada	2.1/2.2 bar
ChW out (°C)	7.9	Água de arref.	2.3/2.4 bar
COW in (°C)	26.1	Água quente	2.0/1.9 bar
COW out (°C)	31.2		
HP Gen temp (°C)	79.5		
LP Gen Temp (°C)	71		
HOTW in (°C)	90.1		
HOTW out (°C)	78.2		
CV (%)	100%		

Medido/calculado	
KW cond= kW água quente+kW água gelada	
2668.60	= 2576.16
erro = 92.44 kW	3%
COP = 0.773109	

3. Esquema de funcionamento do refrigerador de duas fases

